



TITLE:

振動台実験の加振性能向上を目指した振動制御機構の開発と構造物制御への応用(Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

榎田, 竜太

CITATION:

榎田, 竜太. 振動台実験の加振性能向上を目指した振動制御機構の開発と構造物制御への応用. 京都大学, 2012, 博士(工学)

ISSUE DATE:

2012-03-26

URL:

<https://doi.org/10.14989/doctor.k16793>

RIGHT:

振動台実験の加振性能向上を目指した
振動制御機構の開発と構造物制御への応用

2012 年 3 月

榎田 竜太

目次

第1章 序論

1.1 研究の背景と目的	1
1.2 研究の概要	1
1.3 論文の構成	3
参考文献	4
発表論文リスト	5

第2章 大振幅応答を実現する振動台実験手法

2.1 はじめに	9
2.2 超高層建物の地震時床応答	10
2.2.1 想定 30 階建物の力学特性	10
2.2.2 想定 30 階建物の地震時床応答	11
(a) 入力地震動	11
(b) 超高層建物の地震応答解析	11
2.3 実験概要と実験システム	12
2.3.1 E-ディフェンス振動台	12
2.3.2 振動台実験で再現を目標とする応答	13
2.3.3 実験システム	15
2.3.4 実験システムの制約条件と再現性の評価手法	16
(a) 実験システムの制約条件	16
(b) 再現された応答の評価と増幅システムの評価	17
2.4 実験システムモデルと加振入力波同定手法	17
2.4.1 実験システムモデル	17
(a) 線形モデルと弾性トリリニアモデル	17
(b) 実験システムの伝達関数	18
2.4.2 フィードフォワード制御とフィードバック制御	19
(a) 逆伝達関数を用いた加振入力波の同定手法	20
(b) フィードバック制御を応用した加振入力波の同定手法	20
2.4.3 モデルマッチング法を用いたコントローラ的设计	21
2.4.4 加振入力波同定手法	22
(a) 線形モデルへの加振入力波同定手法	22
(b) 弾性トリリニアモデルへの加振入力波同定手法	23
2.5 目標応答を再現する加振入力波同定	24
2.5.1 東遊園地目標応答を再現する加振入力波 (補償入力波 A)	24
2.5.2 人工目標応答の作成	25

2.5.3 人工目標応答を再現する加振入力波 (補償入力波 HL,HN)	26
(a) 補償入力波 HL	26
(b) 補償入力波 HN	27
2.5.4 鷹取目標応答を再現する加振入力波 (補償入力波 TL,TN)	28
(a) 補償入力波 TL	28
(b) 補償入力波 TN	30
2.6 超高層建物の地震応答再現実験	31
2.6.1 システム同定による実験システム特性	31
(a) ランダム波によるシステム同定	31
(b) 1 周期正弦波入力によるシステム同定	32
2.6.2 鷹取目標応答の再現実験	33
(a) 線形モデルに基づく加振入力波 (償入力波 TL) による再現実験	33
(b) 弾性トリリニアモデルに基づく加振入力波 (補償入力波 TN) による再現実験	34
2.6.3 人工目標応答を再現する振動台実験	35
(a) 線形モデルに基づく加振入力波 (償入力波 HL) による再現実験	35
(b) 弾性トリリニアモデルに基づく加振入力波 (補償入力波 HN) による再現実験	36
(c) 修正補償入力波 HL の実験結果	37
2.7 超高層建物内の家具・什器の地震時挙動	38
2.7.1 家具・什器の地震時被害	38
2.7.2 家具・什器の転倒とすべり	40
2.7.3 コピー機の挙動	42
2.8 まとめ	43
参考文献	44

第3章 Minimal Control Synthesis による非線形構造物の制御

3.1 はじめに	47
3.2 Minimal Control Synthesis	48
3.2.1 基本アルゴリズム	48
3.2.2 MCS による入力波同定手法	49
(a) 規範モデルの簡略化	49
(b) パラメータの設定	50
3.3 線形制御理論とロバスト制御理論	51
3.3.1 逆伝達関数を用いた入力波同定手法	51
3.3.2 H^∞ 法	52
3.4 線形システムへの適用	54
3.4.1 線形システムと目標応答	55

3.4.2	コントローラ的设计.....	56
3.4.3	目標応答の再現と入力波同定.....	56
3.5	非線形システムへの適用	58
3.5.1	非線形システムと目標応答.....	58
3.5.2	コントローラ的设计.....	58
3.5.3	目標応答の再現と入力波同定.....	59
3.6	非線形制御手法の実験的検証	60
3.6.1	非線形システム	61
(a)	非線形システムの概要	61
(b)	非線形システムの線形部分に対するモデリング	62
(c)	非線形システムの数値解析モデル	63
3.6.2	非線形制御実験の数値解析部分.....	64
(a)	逆伝達関数.....	64
(b)	H^∞ 法.....	64
(c)	無規範モデル化した MCS.....	65
3.6.3	無規範モデルに基づく MCS による非線形制御実験	66
3.7	MCS による多層非線形構造物への入力波同定手法	67
3.7.1	非線形 3 層構造物の地震応答解析.....	69
3.7.2	3 質点構造物の応答からの H^∞ 法による入力波同定	69
3.7.3	3 質点構造物の応答からの MCS による入力波同定	70
3.7.4	3 質点構造物の全応答からの MCS による入力波同定	71
3.8	MCS による多層構造物の任意応答からの入力波同定	72
3.8.1	n 質点目の応答と i 質点目の応答の関係.....	73
3.8.2	n 質点系の任意一応答からの入力波同定.....	74
3.9	MCS による多層構造物の任意一応答からの入力波同定	74
3.9.1	非線形 3 質点構造物の一応答からの入力波同定.....	75
3.9.2	非線形 3 質点構造物への正弦波応答の再現.....	76
3.10	まとめ	79
	参考文献	79
第 4 章 高振動数入力を実現する衝突振動台実験手法		
4.1	はじめに	81
4.2	衝突振動台実験手法の提案	81
4.3	衝突振動系	82
4.3.1	衝突のモデル化	82
(a)	球と剛壁の衝突モデル	83

(b) 球と球の衝突モデル	84
4.3.2 衝突振動解析	84
4.3.3 衝突振動台実験手法の数値解析的検証	86
4.4 衝突振動台実験	87
4.4.1 実験システム	87
4.4.2 システム同定	88
(a) 高振動数システム	88
(b) 衝突システム A (ゴム柱 2 本) と衝突システム B (ゴム柱 4 本)	89
4.4.3 衝突振動台実験 1 (衝突システム 3Hz)	90
(a) 衝突システム A 衝突距離 $g_p=22\text{mm}$	91
(b) 衝突システム B 衝突距離 $g_p=22\text{mm}$	91
4.5 実験結果と解析結果の比較	92
4.5.1 衝突振動台実験と衝突振動解析	92
(a) 衝突システム A 衝突距離 $g_p=22\text{mm}$	92
(b) 衝突システム B, 衝突距離 $g_p=22\text{mm}$	93
4.5.2 衝撃加速度に関する検討	94
4.6.1 質点系同士の衝突の定式化	96
4.6.1 衝突と力積	96
4.6.2 定常インパルス応答の定常解	97
(a) 定常応答解の導出	97
(a) 定常応答解の検証	100
4.6.3 質点系同士の衝突の定常応答に関する検討	101
(a) 正弦波入力による 1 質点系の剛壁衝突	102
(b) 質点系同士の衝突の定常応答の近似解	103
(c) 質点系同士の衝突の定常応答の近似解と数値解析的検討との比較	106
4.7 重量構造物を対象とした振動台実験手法	109
4.7.1 実験システム	109
4.7.2 衝突振動台実験	111
(a) 接触面：鋼と鋼 (入力波 3Hz, 振幅 6.0m/s^2 , 衝突距離 22mm)	112
(b) 接触面：鋼と鋼+ゴム (入力波 3Hz, 振幅 6.0m/s^2 , 衝突距離 22mm)	112
4.7.3 衝突振動解析	112
(a) 接触面：鋼と鋼 (入力波 3Hz, 振幅 6.0m/s^2 , 衝突距離 20mm)	112
(b) 接触面：鋼と鋼にゴムを導入 (入力波 3Hz, 振幅 6.0m/s^2 , 衝突距離 22mm) ..	113
4.8 まとめ	114
参考文献	115

第5章 構造物の地震応答を低減するすべり機構の開発	
5.1 はじめに	117
5.2 剛体試験体を用いた振動台実験	118
5.2.1 実験条件	118
5.2.2 実験結果	119
5.2.3 摩擦力の数値モデル	119
(a) 動摩擦係数の速度依存性	119
(b) 実験結果の再現	120
5.3 弾性試験体を用いた振動台実験	121
5.3.1 実験条件	121
5.3.2 実験結果	121
5.3.3 摩擦力の数値モデル	122
(a) スティックスリップ現象	122
(b) 履歴速度依存モデル	124
(c) 実験結果の再現	124
5.4 動摩擦特性変化による建物応答評価	126
5.1 解析条件と評価指標	126
(a) 解析方針	126
(b) 建物の強度と入力地震動	126
(c) 損傷評価	127
5.2 解析結果	128
(a) 柱脚の最大すべり変位	128
(b) 上部構造物の損傷	128
5.5 構造物の降伏耐力と摩擦係数	129
5.5.1 直置き型構造物の動的挙動	130
(a) 非すべり状態	130
(b) すべり状態	130
5.5.2 直置き型構造物の摩擦係数とベースシア係数	131
(a) 上部構造物を弾性域にとどめる条件式	131
(b) 上部構造物を弾性域にとどめる簡略式	132
5.6 摩擦係数と構造物のベースシア係数の数値解析的検討	133
5.6.1 数値解析の諸条件	134
5.6.2 数値解析結果	134
(a) 上部構造物を弾性域にとどめる条件式	134
(b) 上部構造物を弾性域にとどめる簡略式	135
5.7 黒鉛潤滑を応用した振動台実験	136

5.7.1 振動台実験の概要.....	137
(a) 実験システム.....	137
(b) 実験条件.....	138
5.7.2 すべり面を鋼とモルタルとする振動台実験.....	139
(a) 剛試験体 1Hz 正弦波入力	139
(b) 弾性試験体 1Hz 正弦波入力	139
5.7.3 潤滑の仕組み	139
(a) 固体潤滑剤.....	139
(b) 潤滑の仕組み.....	140
5.7.4 すべり面を鋼とモルタルと黒鉛とする振動台実験.....	142
(a) 剛試験体 1Hz 正弦波	142
(b) 弾性試験体 1Hz 正弦波	142
(c) 弾性試験体 JMA.....	142
5.8 鋼・モルタル・黒鉛を用いた振動台実験の再現.....	143
5.8.1 数値解析モデル	143
(a) 動摩擦特性の数式モデル	143
(b) 試験体の数値解析モデル.....	144
5.8.2 数値解析による実験結果の再現.....	144
(a) 剛試験体 正弦波の数値解析	144
(b) 弾性試験体 正弦波の数値解析	145
(c) 弾性試験体 JMA の数値解析	145
5.9 まとめ	146
参考文献.....	147

第6章 結論

6.1 はじめに	151
6.2 大振幅応答を実現する振動台実験手法のまとめ (2章)	151
6.3 Minimal Control Synthesis による非線形構造物の制御のまとめ (3章)	153
6.4 高振動数入力を実現する衝突振動台実験手法 (4章)	154
6.5 構造物の地震応答を低減するすべり機構の開発のまとめ (5章)	155

第1章 序論

1.1 研究の背景と目的

耐震工学において、地震被害の低減は重要な研究課題であり、地震時における構造物挙動を正確に把握しておくことが必要である。しかし、地震という数十・数百年単位のスパンで生じる現象を対象としているため、実構造物の地震時応答に関するデータの蓄積が容易ではない。そのため、地震の揺れを直接再現できる振動台によって、構造物の地震時挙動を再現し、構造物の地震時データとして蓄積されるのが一般的である。振動台実験は構造物の地震時挙動の解明に大きく貢献しているが、動的な加力が必要なこと、試験体に加えて振動台という重量物を稼動させなければならないこと等から、他の実験手法以上に容量制限に悩まされることが多い。つまり、搭載可能重量、最大加振変位、最大加振速度、最大加振加速度、再現可能振動数の制約を考慮しつつ、実験計画を立てなければならない。

1995年の兵庫県南部地震以後に地震観測網が日本全国に整備され、地震の全容も次第に明らかになってきている。これに伴って、それまでには想定されていなかった長周期構造物を大きく揺る長周期地震動や、剛性の高い構造物に損傷を与えかねない20Hz以上の高振動数成分を含む強震動の存在が明らかとなってきている。地震学や観測技術の進歩とともに、構造物に対して想定しなければならない地震動は日々大きくなってきている。このように、想定しなければならない地震動が日増しに大きくなることに平行して、建築構造物の安全性や機能性に対する要求も高くなってきている。例えば、重要施設（病院、官公庁、銀行、発電所など）は、地震における構造物の安全性はもちろんのこと、地震後の事業継続性(BCP)が求められる。そのため、巨大地震時における構造物の安全性や建物内の重要設備の検証が求められ、必然的に振動台実験に対する期待も高まっている。しかしながら、振動台実験に高い期待が集まることに反して、その期待通りの性能を発揮できる振動台は極限られている。このような場合に、用途に合わせて振動台自身を改良することも考えられるが、振動台のような大規模実験施設の改良は費用や工期等を考えると現実的ではない。

このような問題に対して、本研究では振動台の性能を向上させる付加的な振動制御機構の開発とその制御手法を構築することをめざす。

1.2 研究の概要

本研究では、振動台の加振性能を超えるような揺れを実現するための振動制御機構の開発とその制御を試みる。振動台の限界を超えるような揺れといっても、実現したい揺れによって大きく異なる。本研究では、大きな変位を伴う大振幅の揺れ、長時間の揺れ、振動台限界上の長周期・短周期の揺れを対象として、以下の課題に取り組む。

- 課題(1) 大振幅応答を実現する振動台実験手法
- 課題(2) Minimal Control Synthesis による非線形構造物の制御
- 課題(3) 高振動数入力を実現する衝突振動台実験手法
- 課題(4) 構造物の地震応答を低減するすべり機構の開発

課題(1)では、長周期地震動などの巨大地震時における超高層建物の最上層床応答を振動台によって再現し、建物内の安全性を検証することを目的としている。海溝型の巨大地震によって発生する長周期地震動や内陸型地震による強震動を受ける超高層建物は、大振幅で揺れる可能性が指摘されている¹⁻¹⁾。このような地震時に超高層建物の室内では、家具什器が居住者に対する危険性が危惧される。こうした室内の危険性を検証するために、超高層建物の大振幅応答を実験で再現することは極めて重要な課題である。しかしながら、その床応答を振動台への直接入力とすると振動台の最大変位等の振動台の制約条件を超えてしまう。特に、長周期地震による超高層建物の床応答は継続時間が長時間であるために、振動台のアクチュエータが放出限界油量以上の油量を必要としてしまう。そのため、目標とする応答を振動台への直接入力とする方法は現実的ではなく、既存の振動台上に入力波を増幅する増幅システムを開発し、その増幅システム上に目標とする応答を再現する手法を構築することを試みる。

課題(2)では、制御対象が線形・非線形に関わらず所定の揺れを与える制御手法の構築を試みる。課題(1)では振動台上に付加的な振動制御機構を配置し、その振動制御機構を応用・制御することによって、所定の揺れを実現することを目的としている。この種の振動制御機構が必ずしも線形であるとは限らず、非線形性を有していることも十分に考えられる。一般に用いられる制御理論では、制御対象の伝達関数に即して応用されるため、伝達関数で表現できる線形・弱非線形の制御対象に限定される。建築構造物は、損傷が大きくなるにつれて、比較的強い非線形性を呈するため、このような構造物の挙動を制御するためには、一般に用いられている伝達関数を用いた制御理論の応用が難しい。そこで、課題(2)では近年開発された MCS^{1-2,3)}に应用することによって構造物の塑性化のような強非線形性にも追従できる非線形制御手法の構築をめざす。

課題(3)では、建設系の動の実験に広く使われている油圧式振動台では、20Hz 以上の高振動数成分の励起がそれほど容易ではないという問題がある。観測技術の進歩に伴い強震動が比較的容易に記録できるようになり、20Hz 近傍の高振動数成分を多く含む地震動も観測されている^{1-4,5)}。このような高振動数成分を含む地震動は剛性の高い構造物（例えば、発電施設）の高次モードを刺激し、その中に設置されている重要機器（固有振動数が 20Hz 以上の）が大きく揺る可能性が高い。このような機器の安全や機能を評価するためには、20Hz 近傍の振動数領域を対象とした振動台実験が必要である。本研究では高振動数成分の励起の難しい油圧式振動台を対象に、その振動台限界以上の高振動数成分を励起させる振動台実験手法を開発する。

課題(1)~(3)では振動台の加振性能を増強することを目的として振動制御機構の開発や制御手法の構築に取り組んでいる。これに対して、課題(4)では、構造物の耐震性能を高めることを目的として、地震応答を低減する振動制御機構を開発する。構造物に対して基礎や柱脚など建物の基礎部分が一定の条件下で変形することによって、上部構造物の損傷が抑制される場合がある¹⁻⁶⁻¹⁰⁾。このような事例を参考に、構造物を大地震時に滑らせることによって地震時損傷を低減する振動制御機構を考える。具体的には、「柱脚を基礎に直置きする損傷抑制型鋼構造建物」という新たな鋼構造形式である。課題(4)では、鋼製柱脚が基礎モルタル上をすべることで、鋼構造建物の地震時損傷を抑制する直置き型構造物の実現を目標とする。

1.3 論文の構成

課題(1)~(4)は、図 1.1 のように関係付けられる。振動台と構造物を性能の向上を図る振動機構としてとらえる。振動台が対象の場合には応答増幅、構造物が対象の場合には応答低減を実現する制御機構の開発に取り組む。

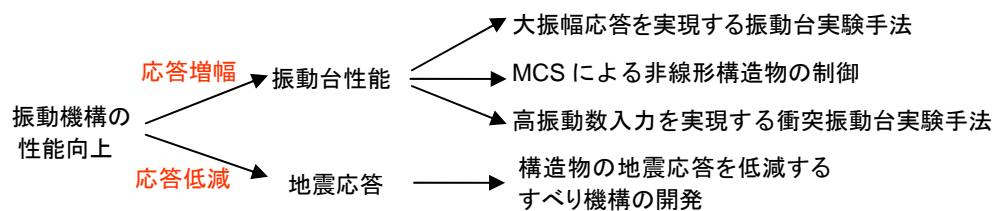


図 1.1 各課題の位置づけ

第 2 章では、課題(1)である振動台限界以上の大振幅応答を実現する振動台実験手法の開発に取り組む。ここでは、振動台限界以上の大振幅応答を長周期地震動などの巨大地震時における超高層建物の最上層床応答によって代表させ、その応答を既存の振動台で実現する振動制御機構と制御手法の構築をめざす。第 3 章では、課題(2)である振動台限界以上の高振動数入力を実現する振動台実験手法の開発に取り組む。本研究では高振動数成分の励起の難しい油圧式振動台を対象に、その振動台限界（20Hz）以上の高振動数成分を励起させる実験手法を開発する。第 4 章では、課題(2)である MCS による非線形制御手法を構築に取り組む。ここでは構造物の塑性化のような強非線形性にも追従できる非線形制御手法の構築をめざす。第 5 章では、課題(4)である構造物を滑らせることによる地震応答低減に取り組む。具体的には、鋼製柱脚が基礎モルタル上をすべることで、鋼構造建物の地震時損傷を抑制する直置き型構造物の実現を目標とする。第 6 章では、課題(1)~課題(4)で得られる知見をまとめる。

参考文献

- 1-1) (社)土木学会, (社)日本建築学会: 海溝型巨大地震による長周期地震動と土木・建築構造物の耐震性向上に関する共同提言, 2006. 11.
- 1-2) D.P. Stoten, H. Benchoubane : Empirical studies of an MRAC algorithm with minimal controller synthesis, *Internatinal journal of Control*, **51**(3), pp.823-849. 1990.
- 1-3) D.P. Stoten, H. Benchoubane : Robustness of a minimal controller synthesis algorithm, *Internatinal journal of Control*, **51**(3), pp.851-861. 1990.
- 1-4) 佐藤智美: 強震記録に基づく 2003 年宮城県沖の地震の大加速度の成因に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, No.581, pp.31~38, 2004.7.
- 1-5) 池田孝, 武村雅之, 加藤研一: 強震記録に基づくフィリピン海プレート内で発生するスラブ内地震の高振動数成分の励起特性 北海道・東北地方のスラブ内地震との比較, 日本建築学会構造系論文集, No.586, pp53~61, 2004.12.
- 1-6) 壁谷澤寿一, 壁谷澤寿海, 松森泰造, 壁谷澤寿成, 金裕錫: 実大 3 層鉄筋コンクリート建物の振動実験, 日本建築学会学構造系論文集, No.632, pp.1833-1840, 2008.10.
- 1-7) 曾田五月也, 宮本恵美, 園田純: すべり基礎構造の応答加速度抑制効果に関する実験的研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, B-2, pp.357-358, 2008.
- 1-8) 林康裕: 直接基礎構造物の基礎浮き上がりによる地震時損傷低減効果, 日本建築学会構造系論文集, No.485, pp.53-62, 1996.7.
- 1-9) 山田哲, 秋山宏: 柱脚の固定度が鋼構造多層骨組の終局耐震性能に与える影響, 日本建築学会構造系論文集, No.496, pp.113-118, 1997.6.
- 1-10) 緑川光正, 須藤智文, 麻里哲広, 小豆畑達哉, 石原直: ベースプレート降伏により柱脚浮き上がりを許容した 10 層鉄骨架構の 3 次元地震応答, 日本建築学会構造系論文集, No.637, pp.495-502, 2009.3.

発表論文リスト

査読論文：

- [1] 榎田竜太, 池永昌容, 長江拓也, 中島正愛：鋼とモルタルのすべり面を持つ柔・剛構造物の動摩擦特性と地震応答特性, 日本建築学会構造系論文集, No.661, pp.527 -534, 2011.3. (査読有)
- [2] 榎田竜太, 梶原浩一, 長江拓也, 中島正愛：振動台の再現可能振動数を超える高振動入力を実現する衝突振動台実験手法, 日本建築学会学構造系論文集, No.657, pp.1975-1982, 2010.11. (査読有)
- [3] Xiaodong Ji, Kouichi Kajiware, Takuya Nagae, Ryuta Enokida, Masayoshi Nakashima:A Substructure shaking table test for reproduction of earthquake responses of high-rise buildings, Journal of Earthquake Engineering and Structural Dynamics 2009.2. (査読有)
- [4] 榎田竜太, 長江拓也, 梶原浩一, 紀暁東, 中島正愛：大振幅応答を実現する震動台実験手法の構築と超高層建物の室内安全性, 日本建築学会構造系論文集, No.637, pp467-476, 2009.3 (査読有) .
- [5] 榎田竜太, 梶原浩一, 長江拓也, 紀暁東, 中島正愛：超高層建物の地震応答を再現する震動台実験手法の開発, 日本建築学会構造系論文集, No634, pp2111-2117, 2008.12. (査読有)

会議論文：

- [1] 榎田竜太, 梶原浩一, 長江拓也, 中島正愛：振動台限界を超える高振動数入力を実現する振動台実験手法, 第13回日本地震工学シンポジウム, pp.2266-2270, 2010.
- [2] Ryuta Enokida, Xiaodong Ji, Kouichi Kajiware, Takuya Nagae, Masayoshi Nakashima: Development of shaking table test techniques to realize large response and to control the reproduced response, Fifth World Conference on Structural Control and Monitoring, 023, 2010.7. (査読有, 口頭)
- [3] Xiaodong Ji, Kouichi Kajiware, Takuya Nagae, Ryuta Enokita, Masayoshi Nakashima. Development of shaking table test techniques for simulation of very large floor responses. Proceedings of the 11th East Asia-Pacific Conference on Structural Engineering and Construction. Taipei, Paper Number: B0747, 2008. (査読有, 口頭)

口頭発表：

- [1] 榎田竜太, 梶原浩一, 長江拓也, 石運東, 山崎友也, 中島正愛：振動台の再現可能振動数を超える応答を実現する振動台実験手法の提案 その1. 衝突振動台実験手法の概念, 学術講演梗概集. B-2, 構造II, 振動, 原子力プラント, pp.43-44. 2010.
- [2] 山崎友也, 榎田竜太, 梶原浩一, 長江拓也, 石運東, 中島正愛：振動台の再現可能振動数を超える応答を実現する振動台実験手法の提案 その2. 衝突振動台実験手法の

- 実験的検証, 学術講演梗概集. B-2, 構造 II, 振動, 原子力プラント, pp.45-46. 2010.
- [3] 石運東, 榎田竜太, 梶原浩一, 長江拓也, 山崎友也, 中島正愛: 振動台の再現可能振動数を超える応答を実現する振動台実験手法の提案 その 3. 衝突振動解析と実験結果の比較, 学術講演梗概集. B-2, 構造 II, 振動, 原子力プラント, pp.47-48. 2010.
 - [4] 榎田竜太, 梶原浩一, 長江拓也, 石運東, 山崎友也, 中島正愛: 振動台の再現可能振動数を増強する振動台実験手法の提案, その 1 衝突振動台実験手法の提案, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 50 号・構造系, pp69-72, 2010.6.
 - [5] 石運東, 榎田竜太, 梶原浩一, 長江拓也, 山崎友也, 中島正愛: 振動台の再現可能振動数を増強する振動台実験手法の提案, その 2 衝突振動台実験手法の実験的検証, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 50 号・構造系, pp73-79, 2010.6.
 - [6] 榎田竜太, 長江拓也, 梶原浩一, 紀暁東, 中島正愛: 超高層建物の高次モードを含む地震時床応答を再現する実験手法の構築, 学術講演梗概集. B-2, 構造 II, 振動, 原子力プラント 2009, pp.605-606, 2009.7.
 - [7] 榎田竜太, 長江拓也, 梶原浩一, 紀暁東, 中島正愛: 超高層建物の高次モードを含む地震時床応答を再現する振動台実験手法, 日本建築学会近畿支部研究報告集. 第 49・構造系, pp.57-60, 2009. 5.
 - [8] 榎田竜太, 紀暁東, 長江拓也, 梶原浩一, 中島正愛: 高層建物の大振幅応答を実現するための震動台実験の手法の構築, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 48 号・構造系, pp9-12, 2008.6.
 - [9] 紀暁東, 榎田竜太, 長江拓也, 梶原浩一, 中島正愛: Control Algorithms for Substructure Shaking Table Test to Reproduce Seismic Response of Large Structure, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 48 号・構造系, pp9-12, 2008.6.
 - [10] 榎田竜太, 紀暁東, 梶原浩一, 長江拓也, 中島正愛: 超高層建物の床応答を再現する実規模震動台実験 その 3 積層ゴムの非線形特性を考慮した超高層床応答を再現する震動台実験, 学術講演梗概集. B-2, 構造 II, 振動, 原子力プラント, pp185-186, 2008.9
 - [11] 中島正愛, 榎田竜太, 紀暁東, 長江拓也, 梶原浩一: 超高層建物の床応答を再現する実規模震動台実験 その 2 高層建物の大振幅応答を実現するための震動台実験手法の構築, 学術講演梗概集. B-2, 構造 II, 振動, 原子力プラント, pp183-184, 2008.9
 - [12] 紀暁東, 榎田竜太, 梶原浩一, 長江拓也, 中島正愛: Full-scale substructure shaking table tests to reproduce responses of high-rise buildings Part 1. Control algorithms for substructure shaking table tests, 学術講演梗概集. B-2, 構造 II, 振動, 原子力プラント, pp181-182, 2008.9.
 - [13] 梶原浩一, 鐘育霖, 榎田竜太, 紀暁東, 長江拓也, 福山國夫, 井上貴仁, 中島正愛, 日高桃子: 試験体のシステム同定と弾性地震応答 高層建物の耐震性評価に関する E-ディフェンス実験 その 4, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp, 2008.9
 - [14] 榎田竜太, 高松謙伍, 松田敏: ランダム入力地震動モデルの距離減衰式と地震入力エ

エネルギーの評価 その 2. 距離減衰式の検証, 学術講演梗概集. B-2, 構造 II, 振動, 原子力プラント, pp375-376, 2007.7.

- [15] 高松謙伍, 榎田竜太, 松田敏: ランダム入力地震動モデルの距離減衰式と地震入力エネルギーの評価 その 1. 距離減衰式の作成, 学術講演梗概集. B-2, 構造 II, 振動, 原子力プラント, pp373-374, 2007.7.

- [16] 榎田竜太, 高松謙伍, 松田敏: ランダム入力地震動モデルによる地震入力エネルギースペクトルの距離減衰式, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 47 号・構造系, pp5-8, 2007.6.

第2章 大振幅応答を実現する振動台実験手法

2.1 はじめに

海溝型の巨大地震によって発生する長周期地震動や内陸型地震による強震動を受ける超高層建物は、大振幅で揺れる可能性が指摘されている²⁻¹⁾。このような地震時に超高層建物の室内では、家具什器が居住者に対する危険性が危惧される。こうした室内の危険性を検証するために、超高層建物の大振幅応答を実験で再現することは極めて重要な課題である。この場合に振動台を用いた実験が最も有効であり、振動台のうえに室内空間を模擬した試験体を設置し、振動台に床応答を入力することが直接的な再現法であるが、振動台への直接入力とすると振動台の最大変位等の振動台の制約条件を超えてしまう。特に、長周期地震による超高層建物の床応答は継続時間が長時間であるために、振動台のアクチュエータが放出限界油量以上の油量を必要としてしまう。そのため、目標とする応答を振動台への直接入力とする方法は現実的ではなく、既存の振動台で目標応答を再現する手法が求められている。

地震時超高層建物の大振幅床応答を与える実験装置としては、居室を部分的に再現して家具の転倒など室内安全評価に特化するもの²⁻²⁾、揺れの大きさを体感することを目的としコンパクトさと高出力性能を達成するもの²⁻³⁾がある。これらは、アクチュエータが取り付く従来型の振動台を用いず、新たな技術開発を試みたもので、それぞれの目的を達成し、超高層建物の大振幅床応答の理解に大きな成果を得ている。一方、従来型の振動台を前提として付加的な装置を準備し、実験システムの構築によって実建造物の挙動を近似する実験が行われている²⁻⁴⁻⁶⁾。

非構造部材の応答状況および家具什器の散乱状況を総合的に検証した例として、E-ディフェンス振動台を用いた実験がある²⁻⁷⁾。この実験では、E-ディフェンス振動台の制約条件を整理し、積層ゴム支承を増幅システムとして用いる手法と逆伝達関数を用いた加振入力波同定手法を提案している。提案された実験手法を用いた実験から、長周期地震動を受ける

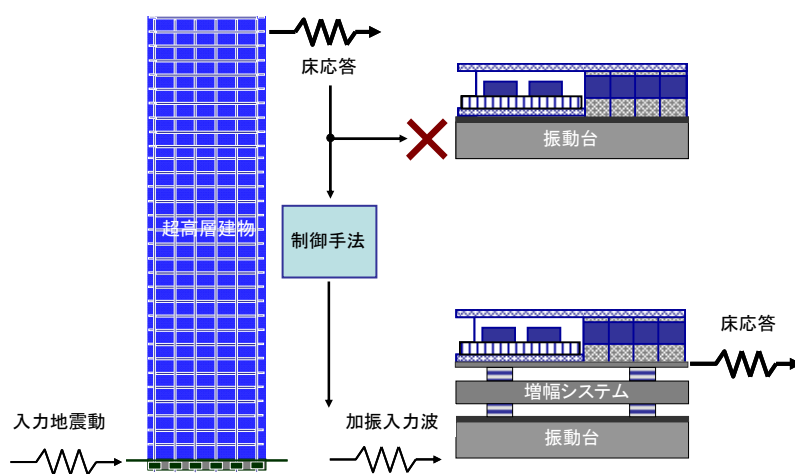


図 2.1 研究の全体像

超高層建物内の事務所および住宅における室内状況の再現が試みられた。しかしながら、上記の E-ディフェンス振動台実験では一時的な大振幅床応答が実現されたものの、実験における制約条件等から、目標とする応答を長時間にわたって実現することはできず、床応答の忠実な再現までには至っていない。

本章では図 2.1 に示すように 2 段重ねにした積層ゴム支承とその間のコンクリートスラブによって増幅システムを構築し、制御手法を応用することによって超高層建物の大振幅応答を再現することを試みる。

2.2 超高層建物の地震時床応答

超高層建物として 30 階建てを想定し、海溝型地震や内陸型地震に対する地震応答に関して検討する。

2.2.1 想定 30 階建物の力学特性

想定30階建物は既往の資料²⁻⁸⁾を参考に設計した。解析においては、床位置の質量と各層のせん断力-せん断変形関係から成り立つ、いわゆる多質点系せん断ばねモデルを用いる。関西における既存の高層建物設計資料を参照しつつ、諸元を以下のように定義することで、平均的力学特性を付与する。層の骨格曲線を図2.2に示し、この設計に従った想定30階建物の固有値を表2.1に示す。

- (1) 各層の質量は100tonとする。
- (2) 階高は1階4.2 m, 他3.4 m, 建物高さ h は103mとする。
- (3) 1次固有周期は $T=2.8$ 秒とする。
- (4) 層の弾性剛性分布は、 A_i 分布から求まる層せん断力分布と等しい（1階と2階については基礎の影響を加味してそれぞれ1.3倍、1.8倍に割り増し）と仮定する。
- (5) 層せん断力-層間変形関係における非線形骨格曲線はトリリニア型とし、履歴はMasing 則に従う。
- (6) 弾性限層せん断力係数 $C_{elastic_i}$ は、設計用層せん断力係数 C_{design_i} の1.2倍、降伏時層せん断力係数 C_{yield_i} は設計用層せん断力係数 C_{design_i} の2.0倍とする。
- (7) 設計用層せん断力係数 C_{design_i} は、標準せん断力係数 $C_0=0.25$, A_i 分布, 振動特性係数 $R_i=0.345$ により定める（1階層せん断力係数 C_{design_1} は0.086）
- (8) 第2分枝剛性低下率, 降伏後剛性低下率は、それぞれ0.7, 0.1とする。

表 2.1 想定 30 階建物の固有値

固有値	振動数 (Hz)	周期 (s)
1次	0.36	2.80
2次	0.93	1.07
3次	1.51	0.66
4次	2.08	0.48

2.2.2 想定 30 階建物の地震時床応答

(a) 入力地震動

想定30階建物への入力波として、JR鷹取波と想定南海地震に基づく兵庫県神戸市の市内沿岸部の東遊園地に想定される模擬地震動（以降、東遊園地波）を用いる²⁻⁹⁾。JR鷹取波と東遊園地波の時刻歴波形を図2.3、図2.4に示す。鷹取波の最大加速度は 6.7 m/s^2 、最大速度は 1.5 m/s であり、その継続時間（地震動の累積パワーが全パワーの5%に到達する時間から95%までに到達する時間²⁻¹⁰⁾）は10秒となる。これに対して、東遊園地波の最大加速度は 2.5 m/s^2 、最大速度は 0.7 m/s であり、継続時間は80秒となる。また、図2.5に示す減衰2%の加速度応答スペクトルにおいて、鷹取波が1.5秒までの低周期帯においてピークを有しているが、東遊園地波は3秒から4秒の周期においてもピークを有している。以上に示したように、東遊園地波の継続時間の長さや応答スペクトルの形状から、東遊園地波は典型的な長周期地震動である。各地震動の応答スペクトルに想定超高層建物の固有周期を対応させると、東遊園地波が超高層建物の1次モードを強く刺激し、鷹取波が2次モードを強く刺激するという特徴を呈している。

(b) 超高層建物の地震応答解析

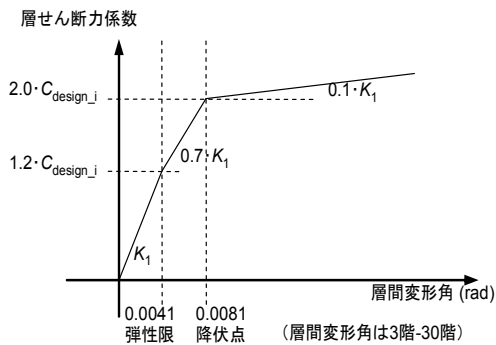
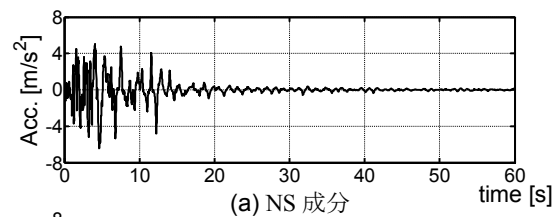
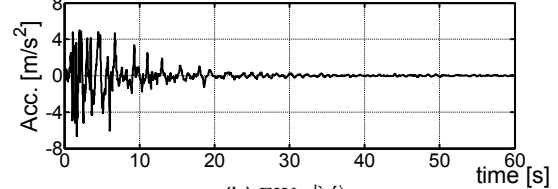


図 2.2 骨格曲線

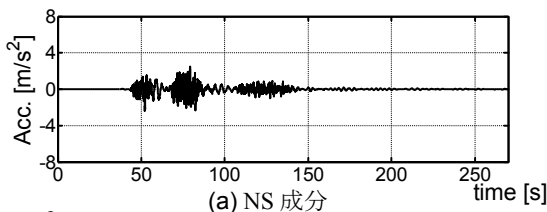


(a) NS 成分

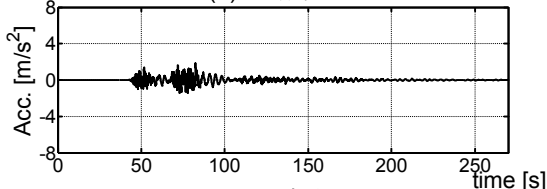


(b) EW 成分

図 2.3 JR 鷹取波



(a) NS 成分



(b) EW 成分

図 2.4 東遊園地波

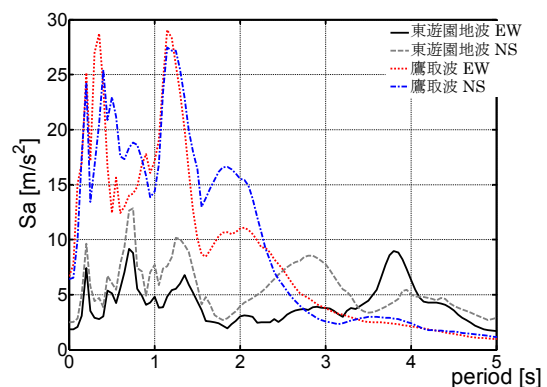


図 2.5 入力地震動の加速度
応答スペクトル ($h=0.02$)

想定30階建物をせん断30質点モデルに置き換え、JR鷹取波と東遊園地波を入力地震動として地震応答解析を行うと、各床応答の加速度・速度・変位・層間変形角の最大値分布は図2.6~9となる。この解析において、内部減衰は瞬間剛性比例型とし、減衰定数を弾性1次固有周期に対して2%とした。

想定超高層建物が東遊園地波を受ける場合に最大層間変形角は低層部（1~10 階）において 0.01rad を超え、鷹取波を受ける場合には上層部（21~30 階）において 0.01rad を大きく超えている。これらの入力地震動下において超高層建物は弾塑性挙動を呈することが示されている。また、最上層床応答のみに着目すれば、鷹取波による加速度応答のほうが東遊園地波の加速度応答よりも大きくなり、速度・変位応答に関しては東遊園地による応答のほうが大きくなるという特徴がある。

2.3 実験概要と実験システム

2.3.1 E-ディフェンス振動台

E-ディフェンス振動台は図 2.10 に示すように、振動台テーブルに水平加振機と鉛直加振機が 3 次元継ぎ手を介して結合されている。最大積載荷重は振動台テーブルとその上の積

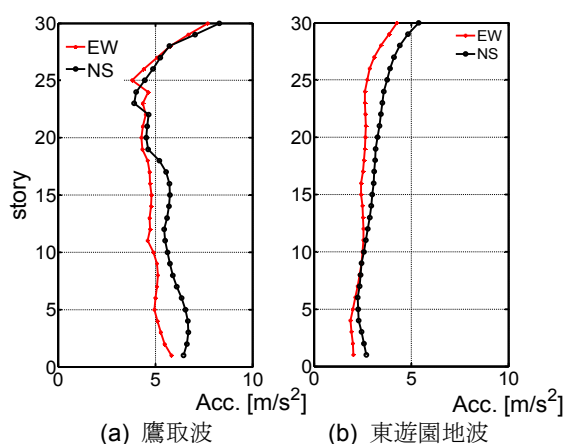


図 2.6 絶対加速度の最大値分布

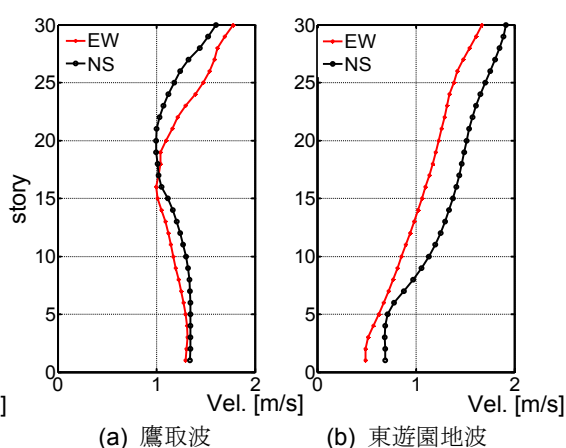


図 2.7 絶対速度の最大値分布

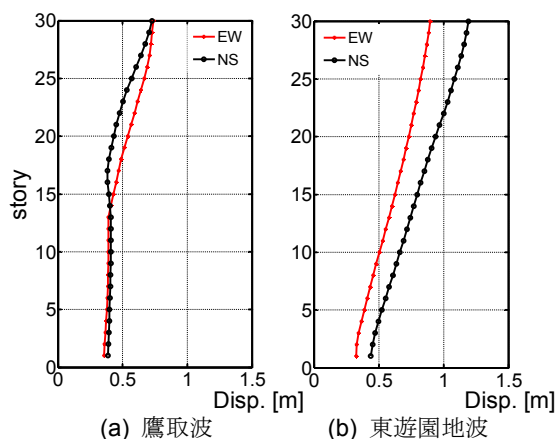


図 2.8 絶対変位の最大値分布

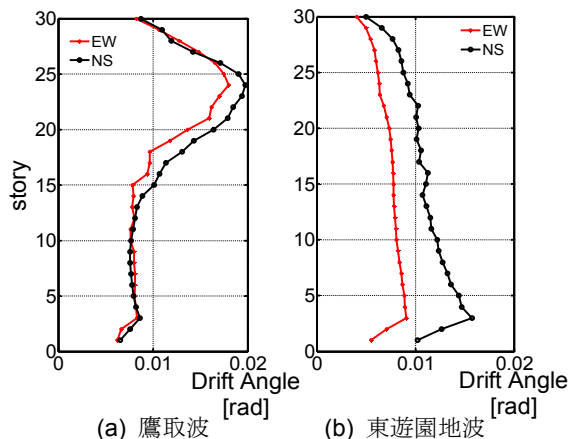


図 2.9 層間変形角の最大値分

載物を支える Z 方向の加振機によって、また最大変位は加振機のスโตรークと振動台周囲のクリアランスによって決まる。最大加速度と最大速度は加振機自身の性能に強く影響を受ける。振動台の水平・鉛直方向のそれぞれ加振機に作動油を供給する主油圧系統としてアキュムレータユニットがあるが、このアキュムレータの最大蓄積量が 20kl であり、それ以上を必要とする波形は振動台への入力波として用いることはできない。E-ディフェンス振動台の限界値でもある基本仕様を表 2.2 に示す。振動台の水平方向の最大加速度、速度、変位は、それぞれ 9.0 m/s^2 , 2.0 m/s , 1.0 m であり、振動台のアクチュエータ放出限界油量は 20 kl である。

表 2.2 E-defense の振動台の基本仕様

震動台の大きさ	20m x 15m	
最大搭載荷重	12MN (1200tonf)	
加振方向	X, Y - Horizontal	Z - Vertical
最大加速度	9.0 m/s^2	15.0 m/s^2
最大速度	2.0 m/s	0.7 m/s
最大変位	$\pm 1.0 \text{ m}$	$\pm 0.50 \text{ m}$
アクチュエータ放出限界油量	20kl	

2.3.2 振動台実験で再現を目標とする応答

2.2.2(b)の超高層建物の地震応答解析では、最上層の床応答加速度が最大となることが示されている。ここでは、再現を目標とする応答を振動台への直接入力とした場合の要求量と振動台の制約条件を比較する。

JR 鷹取波を受ける想定 30 階建物の地震応答解析における最上層床応答（図 2.11）を振動台で再現する応答とするため、鷹取目標応答と称する。この鷹取目標応答の EW 成分を振動台の Y 方向で、NS 成分を X 方向で再現する。鷹取目標応答の最大加速度・速度・変位は 7.37 m/s^2 , 1.86 m/s , 0.78 m であり、E-ディフェンスの振動台の限界を超えないものの非常に近接している。鷹取目標応答を振動台で直接出力した場合に必要なアキュムレータ放出油量は、E-ディフェンスの油量計算に従って算出すると、62.7kl（限界油量 20 kl の約 3 倍）に達する。アクチュエータ放出限界油量から、鷹取目標応答を振動台への直接入力と

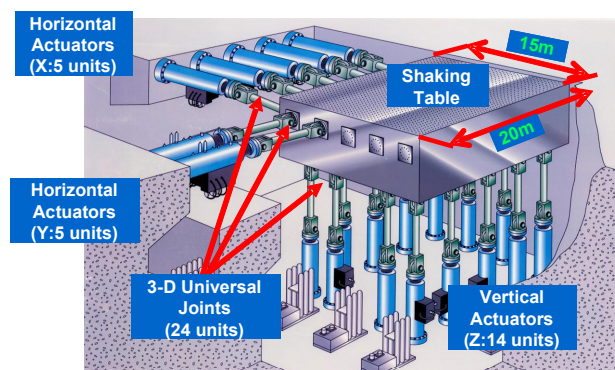


図 2.10 E-defense 振動台

することはできない。

東遊園地波を受ける想定30階建物の地震応答解析における最上層床応答変位は50~120秒の間にNS方向1.24 m, EW方向0.93 mの最大振幅に達し、さらに120秒以降に約0.50 mの振幅が多数回繰り返される。ここで、最大振幅を記録する50~120秒の応答を1次イベントと称し、120秒以後の応答を2次イベントと称す。本実験では、提案する増幅システムの限界に挑戦するために目標応答の最大変位を1.50 mに設定する。具体的には、NS方向の応答加速度を1.50 m/1.24 m倍する(図2.12)。この応答を東遊園地目標応答と称し、この目標応答のNS成分を振動台のY方向で再現し、EW成分をX方向で再現する。表2.3によれば、東遊園地目標応答の最大加速度・速度・変位は 5.08 m/s^2 , 2.60 m/s , 1.50 m であり、目標応答の最大速度・変位はE-ディフェンスの振動台の限界を超えている。また、目標応答加速度を振動台で直接出力した場合に必要なアキュムレータ放出油量を前節の油量計算に従って算出すると、必要油量は333 kl(限界油量20 klの約16倍)に達する。振動台の制約条件とアクチュエータ放出限界油量から、東遊園地目標応答を振動台への直接入力とすることはできない。

各目標応答を周波数成分に分解すると、図2.13のフーリエ振幅スペクトルを得る。図2.13において、東遊園地目標応答は1次モードの影響が支配的であり、2次以上の高次モードの

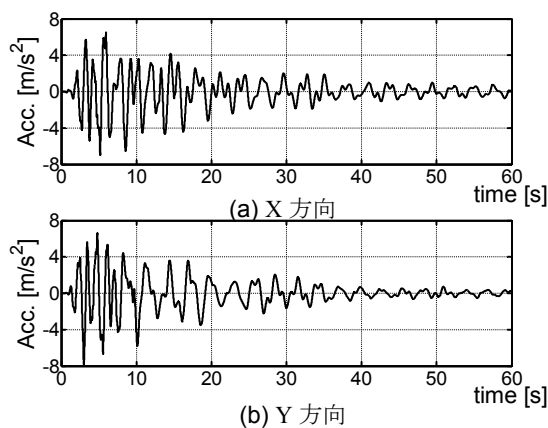


図 2.11 鷹取目標応答

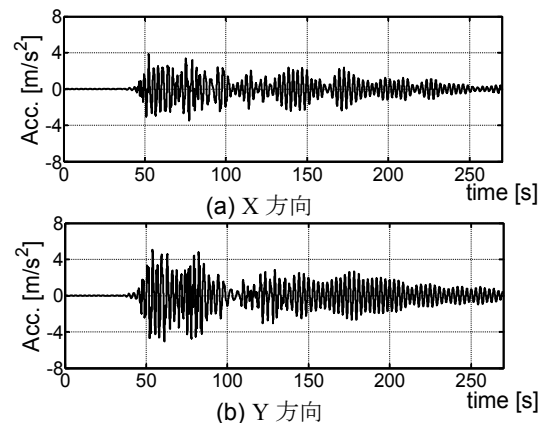


図 2.12 東遊園地目標応答

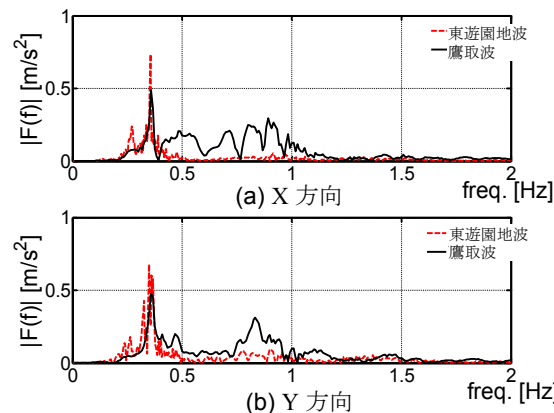


図 2.13 各目標応答のフーリエ振幅スペクトル

影響があまり見られない．これに対して，鷹取目標応答のフーリエ振幅スペクトルは，想定超高層建物の 1 次振動数と 2 次振動数付近においてピークを有する．このことから，鷹取目標応答を忠実に再現するためには 1 次モード周波数成分だけでなく，2 次モードの周波数成分も再現する必要がある．

表 2.3 目標応答の要求量と振動台限界

		加速度 (m/s^2)	速度 (m/s)	変位 (m)	油量 (kl)
限界量	振動台	9.0	2.0	1.0	20
要求量	鷹取目標応答	7.4	1.9	0.8	63
	東遊園地目標応答	5.1	2.6	1.5	333

2.3.3 実験システム

本実験では E-ディフェンス振動台と 5 層の鋼構造架構²⁻¹¹⁾である上部構造物の間に増幅システム（図 2.14 の斜線部）を持つ実験システムを利用する．この増幅システムは径 1.0 m の積層ゴム支承 4 基で支える層を 2 段重ねとし，その間にコンクリートスラブを有する．このように積層ゴム支承を 2 段重ねにすることで，積層ゴム支承の変形性能を 2 倍にすることができ，2 次モードを含む応答を効率的に再現することができる．

コンクリートスラブの質量と積層ゴム支承は以下のように設計した．まず，実験システムを 2 質点系と想定し，1 質点目のコンクリートスラブの質量 m_1 と 2 層目の上部構造物の質量 m_2 が等しいと仮定し，1 層目の剛性 k_1 を 2 層目の剛性 k_2 の 1.5 倍とする．これによって，1 次モードの振動が卓越するときの各層間変位は等しくなる．本章では上部構造物が 360,000 kg と推定されていることから，コンクリートスラブの質量も同様に 360,000 kg とする．また，増幅システムの各層剛性の目標値として，既往の研究²⁻⁷⁾を参考に $k_1=4.86 \text{ kN/mm}$ $k_2=3.24 \text{ kN/mm}$ と設定する．1 層目に G₀45 の天然ゴム（せん断剛性公称値 $G=0.45 \text{ N/mm}^2$ ）を用いた積層ゴム支承 4 基（積層ゴム外形 $\Phi=1000 \text{ mm}$ ，ゴム総厚 $H=285 \text{ mm}$ ）を，2 層目に

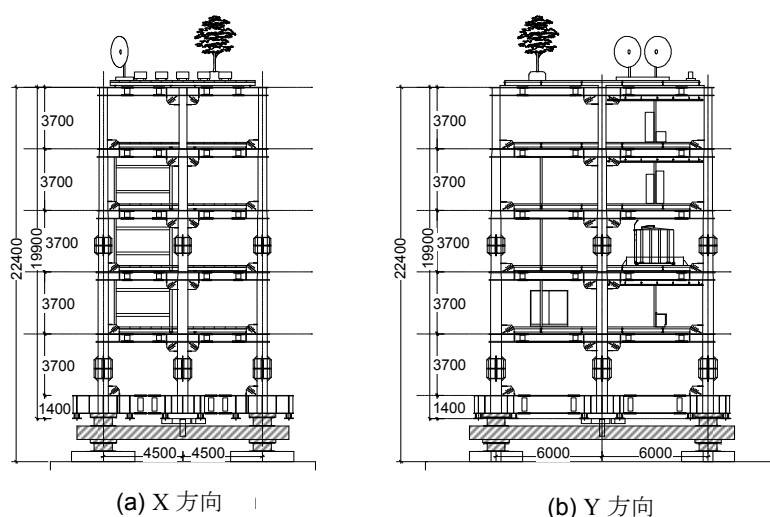


図 2.14 実験システムの図面

G₀30 の天然ゴム（せん断剛性公称値 $G=0.3 \text{ N/mm}^2$ ）を用いた積層ゴム支承 4 基（積層ゴム外形 $\Phi=1000 \text{ mm}$ ，ゴム総厚 $H=285 \text{ mm}$ ）を採用する．水平剛性を $K=4 \cdot A \cdot G/H$ によって設定すると，1 層目の剛性は 4.96 kN/mm になり，2 層目の剛性は 3.30 kN/mm になる．積層ゴムの剛性は想定される最大層間変形(0.75 m)の 65%の変形ときの割線剛性によって代表させる．吊り上げときに，上部構造物の質量は $395,000 \text{ kg}$ と，コンクリートスラブの質量は $360,000 \text{ kg}$ と計測された．

実験システムを設計する際に上部構造物を剛体と仮定しているが，上部構造物は 5 層であるため，実験システムは 7 質点系とみなされる．ここでは上部構造物を剛体として設定できることを確認する．本実験システムをせん断 7 質点モデルとしたときの 1 次固有モード Φ_1 を用いて， i 質点目と j 質点目のモード形状差 Me_{ij} を式(2.1)のように定義する．

$$Me_{ji} = \frac{|\Phi_{1i} - \Phi_{1j}|}{\Phi_{1j}} \times 100 \quad (2.1)$$

このとき， Me_{ij} ： i 質点目と j 質点目のモード形状差， Φ_{1i} ：振動台から i 質点までのモード形状，である．

式(2.1)によって得られる 2 質点目と 7 質点目のモード形状差 Me_{27} は僅か 0.35% であり，上部構造物は相対的に剛体としてとらえることができる．したがって，上部構造物の各層（各床面積 108 m^2 ）にほぼ等しい床応答が再現され，各種の家具什器に関する大規模実験を同ときに実施することができる．また，上部構造物は剛強であるので，振動台実験によって上部構造物が損傷を受けることはなく，多数回の振動台実験に対応できる．

2.3.4 実験システムの制約条件と再現性の評価手法

(a) 実験システムの制約条件

目標応答の最大変位と最大速度は振動台の限界を超えているが，目標応答の最大加速度は振動台の限界を超えていない．目標応答を再現するための入力加速度は制約条件に対して支配的ではなく，振動台の制約条件は最大速度と最大変位，およびアキュムレータの放出限界油量となる．

積層ゴム層の変形が積層ゴム径 1.0 m に達すると，積層ゴム支承が座屈してしまう恐れがある．そのため，本実験では安全性を考慮して積層ゴムの許容層間変形をゴム径の 75% に設定する．積層ゴム支承に過大な引張力が作用することは望ましくないことから，積層ゴム支承に作用する引張力応力度 δ を 1 N/mm^2 以下に抑える．また，積層ゴム支承の面積と引張応力度から積層ゴムの最大許容引張力 N を $770 \text{ kN}(N=\delta \cdot A)$ に設定する．これらの実験システムにおける制約条件とあわせ，実験システムとしての制約条件は以下のように整理できる．

- ① 振動台の最大速度，最大変位 (2.0 m/s , 1.0 m)

- ② アキュムレータの放出限界油量 (20 kl)
- ③ 積層ゴムの許容層間変形 (0.75 m)
- ④ 積層ゴムに作用する最大引張力(770 kN)

(b) 再現された応答の評価と増幅システムの評価

ここでは、再現された応答と目標応答に対する評価手法を次のように設定する．この種の評価には、再現応答の最大値と目標応答の最大値の比較や、目標応答と再現応答の応答スペクトルなどが用いられる．しかし、応答の最大値の比較では、波形の再現性を評価することにはならない．また、応答スペクトルの比較では、周期毎の応答の最大値の評価となり、減衰の設定により誤差が変動する．単純に時刻歴波形により評価を行うことが当然考えられるが、時間のずれがその評価に大きな差異を与える．そこで、波形の時間のずれに関わる位相にとらわれず、周波数成分の振幅を直接比較するため、ここでは振動台の加振性能評価^{2,16)}に用いられる、式(2.2)のフーリエ振幅スペクトルによって基づいた手法によって評価する．このとき、 S_{tar} ：目標応答のフーリエ振幅スペクトル、 S_{rep} ：再現応答のフーリエ振幅スペクトル、である．

$$Er = \frac{\sum (S_{rep} - S_{tar})^2}{\sum S_{tar}^2} \times 100 \quad (2.2)$$

2.4 実験システムモデルと加振入力波同定手法

天然ゴム系の積層ゴム支承を用いた免震建物の地震応答解析では、積層ゴム支承を線形と仮定することが一般的である．しかし、積層ゴム支承には、鋼構造の強非線形性ほどではないが、変形が大きくなると剛性が変化するという特徴がある^{2-13,14)}．目標とする応答を実験システムの上部構造物においてできるだけ忠実に再現することを目的としているので、実験システムをより忠実にモデル化することが求められる．そのため、ここでは提案する増幅システムの積層ゴム支承を線形と弱非線形とみなした場合について、目標応答を再現するための加振入力波同定手法を示す．

2.4.1 実験システムモデル

(a) 線形モデルと弾性トリリニアモデル

本実験では安全性を考慮して増幅システムの積層ゴム支承の許容最大変形をゴム径(1m)の75%と設定した．積層ゴム支承の履歴特性は事前に実施された静的水平載荷試験の結果を参照してモデル化する．線形と設定する場合の剛性には積層ゴム支承の剛性は許容最大変形0.75mの65%の変形時における割線剛性を採用し、積層ゴム支承の非線形性は弾性トリリニアモデル(図2.15)で表現した．積層ゴム支承を線形に設定した場合と弾性トリリニアに設定した場合の剛性を表2.4に示す．

表 2.4 積層ゴム支承の剛性

			変形(mm)		
			0-100	100-400	400-750
剛性 (kN/mm)	線形モデル	2層	3.15		
		1層	4.79		
	弾性トリニア モデル	2層	4.07	3.02	3.20
		1層	7.19	4.18	5.97

(b) 実験システムの伝達関数

加振入力波を同定するコントローラの設計では、加振入力波から上部構造物の応答までの周波数伝達関数（以下、伝達関数と表記）を用いる。ここでは、実験システムの上部構造物とコンクリートスラブをほぼ剛体と見なせることから、せん断 2 質点モデルとする。減衰モデルは、剛性比例型とする。このモデルの状態方程式と出力方程式を式(2.3)に示す。ここで、式(2.4)をラプラス変換することで、実験システムモデルの入力から出力までの伝達関数 T は式(2.5)に導かれる。式(2.6)から、想定 30 階建物の伝達関数と線形モデルの伝達関数を得ることができる。線形モデルの 2 層目の伝達関数と想定 30 階建物の最上層の伝達関数を図 2.16 に示す。線形モデルの加振入力波から 2 層目の応答までの伝達関数 T_2 を式(2.7)に示し、その分母多項式の係数は表 2.5 となる。以下の式において、 A ：システム行列、 B ：入力行列、 C ：出力行列、 M ：質量行列、 K ：剛性行列、 D ：減衰行列、 I ：単位行列、 x ：状態ベクトル、 u ：入力ベクトル、 y ：出力ベクトル、 s ：ラプラス演算子、である。

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx \end{cases} \quad (2.3)$$

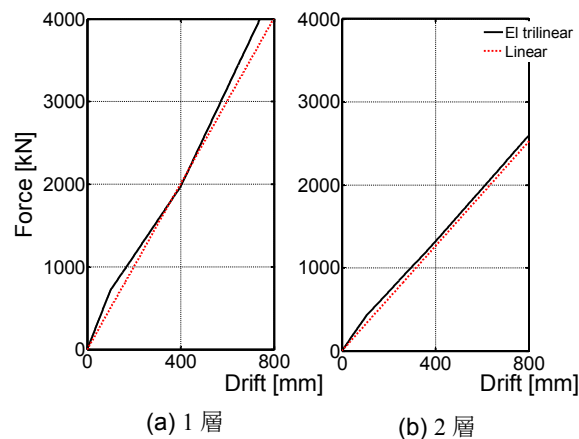


図 2.15 積層ゴム支承の履歴モデル

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}D \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ -M^{-1}diag(M) \end{bmatrix} \quad (2.3a)$$

$$C = \begin{bmatrix} -M^{-1}K & -M^{-1}D \end{bmatrix}$$

$$T(s) = C(sI - A)^{-1}B \quad (2.4)$$

$$T_2(s) = \frac{a_2s^2 + a_1s + a_0}{s^4 + b_3s^3 + b_2s^2 + b_1s + b_0} \quad (2.5)$$

表 2.5 分子分母多項式の係数

次数	4次	3次	2次	1次	0次
a_i	0.00	0.00	0.10	6.51	111.16
b_i	1.00	0.90	30.76	6.51	111.16

上部構造物とコンクリートスラブを剛体と見なし，せん断 2 質点モデルによって実験システムをモデル化する．また，減衰定数は 3 % であると仮定し，減衰モデルは剛性比例型とする．線形モデルの 1 次固有振動数 f_1 は 0.32Hz であり，想定 30 階建物の 1 次振動数との差は 0.04Hz と近接している．また，このモデルの 2 次固有振動数 f_2 は 0.82Hz である．モデル化された実験システムの伝達関数と想定 30 階建物の伝達関数を図 2.16 に示す．図 2.16 では，伝達関数 T_2 は 2 次振動数以降で急激に応答倍率が低下しているが，2 次振動数までは応答倍率が 1 を超えている．すなわち，本実験システムは 2 次モードまでの振動数の応答を，それより振幅の小さい振動台加振で再現できる．それ以上の高次モードを再現しようとする，その応答より大きい振幅で振動台を加振することになり，必要油量が上昇する．振動台の長時間加振における油量制限を踏まえ，3 次以降の振動数成分については，ここでは再現の対象外とする．

2.4.2 フィードフォワード制御とフィードバック制御

実験システムの入力から応答までの動特性が線形の場合は，その逆伝達関数に目標応答を入力することで加振入力波を容易に求められる．以下では，このような線形に仮定した

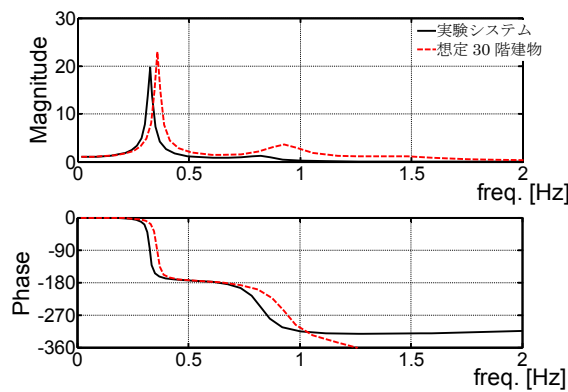


図 2.16 実験システムモデルと想定 30 階建物の伝達関数

手法と対比しつつ、提案する加振入力波同定手法を述べる。

(a) 逆伝達関数を用いた加振入力波の同定手法

逆伝達関数による加振入力波の同定手法に関して、図 2.17 を用いて説明する。実験システムモデルの加振入力波から応答までの伝達関数を P 、その逆伝達関数 P^{-1} とする。この逆伝達関数と実験システムの伝達関数の積が 1 であることから、目標応答に再現したい応答を入力することで加振入力波を数値解析により同定できる。しかしながら、一般に、逆伝達関数は分母多項式より分子多項式が大きくなり、高周波数帯域の応答を無限大に増幅する関数となるため、入力波の同定ではローパスフィルタを逆伝達関数に乗算する。逆伝達関数を用いる方法では、1 次と 2 次の固有振動数の間の反共振周波数帯域を無理に増幅するため、そのフィルタの設定が必要である。その結果、ローパスフィルタの位相遅れの影響が、目標応答に対して誤差を招いてしまう。また、この逆伝達関数を用いた方法は実験システムを線形システムに仮定しているため、非線形挙動を呈する構造物に適用した場合、目標とする応答を再現するのは困難である。なお、以後の説明では、図中に示す加振入力波を計算する数値解析部をコントローラと称す。

(b) フィードバック制御を応用した加振入力波の同定手法

フィードバック制御を応用した加振入力波の同定手法を図 2.18 により説明する。ここでは、機械システムのリアルタイム制御用いるためのフィードバック制御による IDCS 手法^{2-15,16)}を構造物の加振実験手法に応用する。この手法の特徴は、数値解析におけるフィードバックループでコントローラが計算した信号を外部に取り出し、リアルタイムに実システムの制御に用いることにある。本実験では、計算した加振入力波を蓄積し、実験システムの加振実験に用いる手法を提案する。

図中では実験システムモデルの加振入力波 u から応答 y_n までの伝達関数を P 、加振入力波 u を計算するコントローラを W とする。このコントローラ W と実験システムの動特性により構成されるフィードバックループにおいて、目標応答 r が再現応答 y_n に追従すれば、加振入力波 u を同定したことになる。この同定された加振入力波 u で振動台上の実験シ

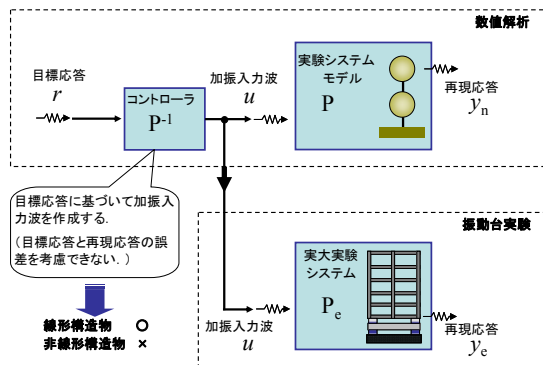


図 2.17 逆伝達関数による加振入力波の同定

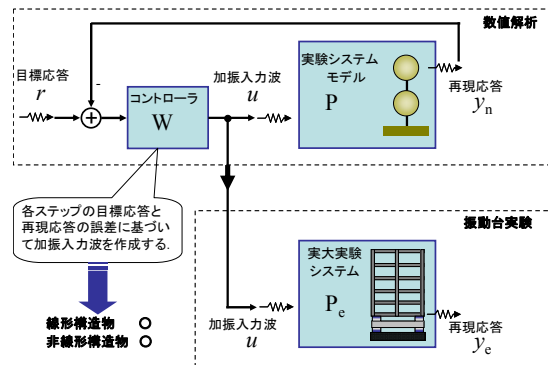


図 2.18 フィードバック制御を応用した加振入力波の同定

テム P_e を加振する．本手法が先に述べた逆伝達関数を用いた手法と大きく異なる点は，目標応答と再現応答の誤差をコントローラへ入力し，逐次の修正動作が行われることにある．これにより，実験システムの動特性に非線形の変動があっても，目標とする応答にロバストな追従が可能となる．ただし，コントローラの設計には，制御理論に基づく手法が必要となる．

2.4.3 モデルマッチング法を用いたコントローラの設計

加振入力波を同定するためのコントローラ W の設計では，制御理論を用いる必要がある．この設計では，まず，実験システムの動特性を線形と仮定して，その伝達関数を用いて W を設計する．ここでは，コントローラ W の設計手法について具体的に述べる．先に示した図 2.18 のコントローラの設計手法としては，ここでは H_∞ 手法とほぼ同等の特性を持つモデルマッチング手法²⁻¹⁷⁾を用いて設計する．このモデルマッチング手法は周波数領域においてフィードバックループの入力から出力までの伝達関数の周波数形状を成形する手法であり，任意の極配置を行うことに特徴を持つ．つまり，図 2.18 において目標応答 r と再現応答 y_n が一致するようにコントローラを設計することである．

ここでは設計方法の詳細を示す．実験システムモデルの 2 質点目において目標応答を再現するので，図 2.18 中の実験システムモデル P は式(2.6)となり，コントローラも同様に，式(2.7)として与えることができる．制御対象 P とコントローラ W がこのように与えられているとき，目標応答 r に対する再現応答 y_n の周波数伝達関数 T_{ry} は式(2.8)として表される．コントローラを設計する際の理想は，この周波数伝達関数 T_{ry} が全ての周波数帯域で応答倍率 1，位相 0 になるようにコントローラを設計することであり，この理想を実現すれば目標応答と再現応答は完全に一致する．ここでは，再現を目標とする周波数帯域の応答倍率が 1 になるように設計する．

$$P(s) = \frac{N_p(s)}{M_p(s)} \quad (2.6)$$

$$W(s) = \frac{N_w(s)}{M_w(s)} \quad (2.7)$$

$$T_{ry}(s) = \frac{W(s)P(s)}{1 + W(s)P(s)} = \frac{N_w(s)N_p(s)}{M_w(s)M_p(s) + N_w(s)N_p(s)} \quad (2.8)$$

目標応答 r に対する再現応答 y の周波数伝達関数 T_{ry} が当該周波数帯域で応答倍率 1，位相 0 になるように極を配置する．配置した極は， $[0.5 \ 0.5 \ 0.7 \ 0.7 \ 5 \ 8 \ 30 \ 30 \ 40 \ 40] \times 2\pi$ である．これによって形成された周波数伝達特性 T_{ry} の形状を図 2.19 に示す．

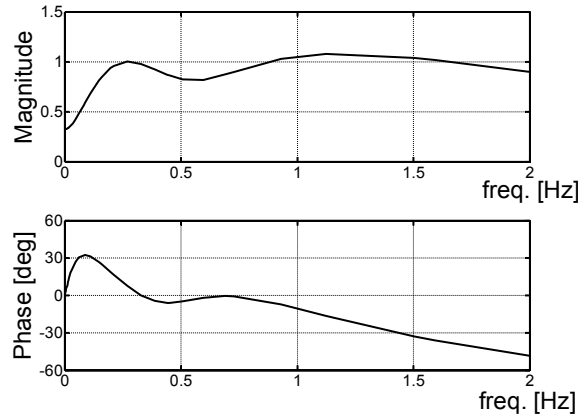


図 2.19 伝達関数 T_{ry}

2.4.4 加振入力波同定手法

加振入力波を同定する計算において、線形モデルに基づいて設計されたコントローラ W と実験システムを線形と非線形にした数式モデルを用いる。

(a) 線形モデルへの加振入力波同定手法

増幅システムの積層ゴム支承を線形とする場合、図 2.18 より目標応答 r に対する加振入力波 u の伝達関数 G が式(2.9)によって表され、加振入力波 u は式(2.10)より一意に求められる。

以上は周波数領域での表現であるが、目標応答と目標応答再現の入力加速度は時間領域で与えられるので、伝達関数 $G(s)$ を時間領域で表現しなければならない。伝達関数から状態空間方程式に変換することを実現と呼び、伝達関数 $G(s)$ を状態空間方程式に変換することができる。そこで、式(2.9)で表現される伝達関数 $G(s)$ を状態空間方程式によって表現すると式(2.11)となる。目標応答 r を入力ベクトルとして、式(2.11)を解くことによって、入力加速度 u を得ることができる。状態空間方程式を用いた数値積分法に、ルンゲ・クッタ 4 次法を用いる。

$$G(s) = \frac{u(s)}{r(s)} = \frac{W(s)}{1 + W(s)P(s)} = \frac{n_8 s^8 + \cdots + n_0}{s^{10} + m_9 s^9 + \cdots + m_0} \quad (2.9)$$

$$u(s) = G(s)r(s) = \frac{n_8 s^8 + \cdots + n_0}{s^{10} + m_9 s^9 + \cdots + m_0} r(s) \quad (2.10)$$

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_G \mathbf{x} + \mathbf{B}_G r \\ \mathbf{u} = \mathbf{C}_G \mathbf{x} \end{cases} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned}
A_G &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -m_0 & -m_1 & \cdots & \cdots & -m_9 \end{bmatrix} & B_G &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\
C_G &= [n_0 \quad n_1 \quad n_2 \quad n_3 \quad n_4 \quad n_5 \quad n_6 \quad n_7 \quad n_8 \quad 0]
\end{aligned} \tag{2.11a}$$

(b) 弾性トリリニアモデルへの加振入力波同定手法

増幅システムの積層ゴム支承を非線形モデルとした場合に、加振入力波同定手法は以下のとおりである。一般には、コントローラ W も非線形性を持つ制御対象 P に追従して動特性が変動するコントローラが望ましい。しかし、本研究では、積層ゴム支承の弾性トリリニアモデルが弱非線形であることから、線形モデルで作成したコントローラ W を用いることによって加振入力波を同定する。図 2.18 において、実験システムの動特性を示す P は、実験システムを非線形モデルで表現した状態空間方程式で記述し、それを離散化した逐次の時刻歴応答計算により加振入力波を同定する。

質量行列 M は不変であるが、弾性トリリニアモデルでは剛性行列 K と減衰行列 D は時間の関数である。このことから、弾性トリリニアモデルへの加振入力波は時間領域で作成しなければならない。そこで、コントローラ W を式(2.12)の状態空間方程式に変換し離散化する。

図 2.18 にしたがって、目標応答を再現するための加振入力波を作成する。各ステップの入力を作成するために、1 ステップごとに実験システムとコントローラの 2 つの状態空間方程式を解く必要がある。具体的な計算は、以下の手順で行う。 k ステップ目において、目標応答 r_{k-1} と再現応答 y_{nk-1} の誤差 e_k をコントローラ W への入力として用い、式(2.12)の状態空間方程式を解くことによって加振入力波 u_k を得る。この加振入力波 u_k を弾性トリリニア実験システムモデル P への入力として用い、式(2.3)の状態空間方程式を解くことによって再現応答 y_{nk} を得る。誤差の初期値 $e_1=0$ として、上記の作業を n ステップ繰り返すことによって、目標応答を再現するための加振入力波 u を求めることができる。

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = A_w \mathbf{x} + B_w u \\ \mathbf{y} = C_w \mathbf{x} \end{cases} \tag{2.12}$$

$$\begin{aligned}
A_w &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -q_0 & -q_1 & \cdots & \cdots & -q_5 \end{bmatrix} & B_w &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\
C_w &= [p_0 \quad p_1 \quad p_2 \quad p_3 \quad p_4 \quad 0]
\end{aligned} \tag{2.12a}$$

2.5 目標応答を再現する加振入力波同定

2.5.1 東遊園地目標応答を再現する加振入力波 (補償入力波 A)

東遊園地目標応答を再現する入力波を作成するため、実験システムを線形とみなした加振入力波同定手法を用いる。大振幅応答の実現に寄与しない高振動数を実験システムの 2 次振動数 f_2 (0.82Hz) 以上の振動数として、ローパスフィルタによってカットして求めた入力波を補償入力波 A1(図 2.20)と称す。ただし、油量計算によると、補償入力波 A1 の必要油量(37 kl)は限界油量を 17 kl 超えてしまう。さらに、すべての制約条件を満足するように、補償入力波 A1 にバンドパスフィルタ(0.3~0.5 Hz)を用いて求めた入力波を補償入力波 A2 と称す。補償入力波 A1 を用いてせん断 2 質点モデルの地震応答解析を行うと、図 2.21 のような結果が得られる。補償入力波 A1, A2 と制約条件との関係とその入力による応答の再現誤差を表 2.6 と表 2.7 に記す。

補償入力波 A1 では再現誤差 6 %で目標応答を比較的忠実に再現できている。補償入力波 A1 による振動台の累積変位は 43.3 m であり、2 層床の累積変位は 192.7 m である。増幅システムの増幅率は 445 %(192.7 m/43.3 m)となるが、補償入力波 A1 の必要油量は限界油量を超えてしまう。目標応答には元々の入力地震動である東遊園地波がもつ 3 秒を超える長周期成分(図 2.21)が含まれている。表 2.6 によれば、補償入力波 A1 による積層ゴム支承の各層の最大変形(1 層: 0.57 m, 2 層: 0.65 m)は、積層ゴムの許容最大変形(0.75 m)に達していない

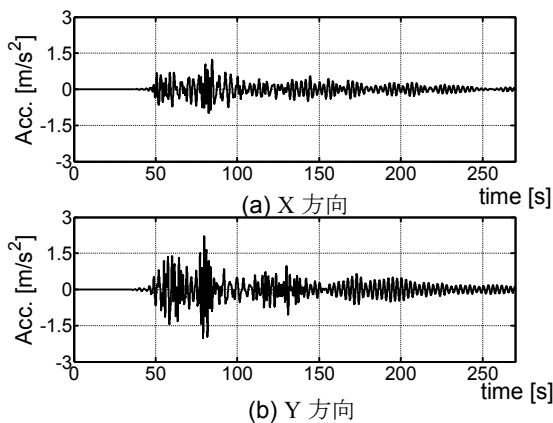


図 2.20 補償入力波 A1

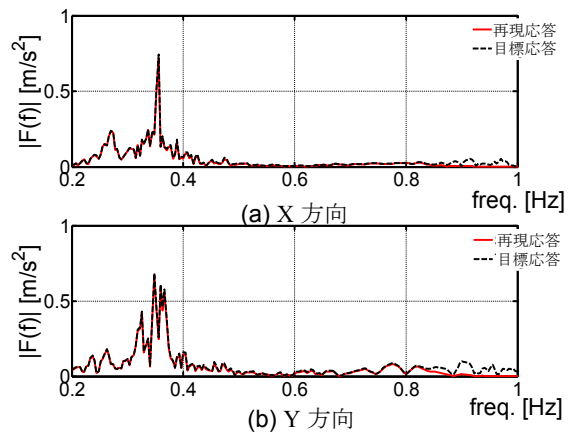


図 2.21 補償入力波 A1 による数値解析結果のフーリエ振幅スペクトル

い. これは積層ゴム支承がさらに 0.10~0.15 m の変形をする余裕をもっていることを意味し、補償入力波 A1 では増幅システムの能力を最大限に活かしてきれていないことを示す. フィルタによって上述の長周期成分をカットして作成したのが補償入力波 A2 であるが、この補償入力波 A2 はすべての制約条件を満足するものの、最大振幅は目標最大変位・最大加速度の半分程度にしか達していない.

表 2.6 制約条件と補償入力波 A の要求量

補償入力	振動台の制約条件			試験体の制約条件	
	変位 (m)	速度 (m/s)	油量 (kl)	層間変形 (m)	
				1層	2層
限界	1.00	2.00	20.0	0.75	0.75
A1	0.70	0.41	37.0	0.57	0.65
A2	0.17	0.40	19.0	0.51	0.57

表 2.7 補償入力波 A の解析による最大応答値と再現性

補償入力	変位 (m)		加速度 (m/s^2)		再現誤差 (%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標	0.93	1.50	3.31	5.43		
A1	0.85	1.47	2.83	4.76	3.55	6.23
A2	0.52	0.83	2.52	3.87	21.35	16.79

2.5.2 人工目標応答の作成

目標振幅の実現と必要油量を限界油量以内に収めるという課題を克服するために、振動台自身の累積変位をできるだけ抑え、積層ゴム支承の変形を最大限に利用する必要がある.

例えば、入力波を実験システムの 1 次振動数を持つ正弦波とすれば、実験システムが効率的に共振し、積層ゴム支承の変形能力を最大限に利用でき、必要油量を合理的に節約できる. しかし、単純な正弦波では東遊園地目標応答の 1 次イベントや 2 次イベント等の波形の骨格が持つ起伏を再現することはできない. ここでは、本実験システムに対してより効率的な目標応答として、元々の目標応答の骨格曲線を拘束条件とした人工目標応答を作

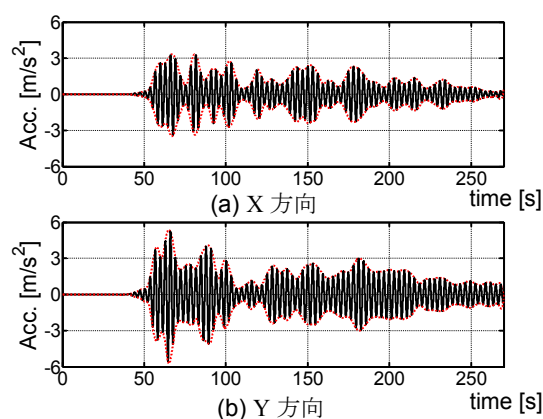


図 2.22 人工目標応答

成する．具体的には，実験システムの 1 次振動数 f_1 と同じ振動数を持った正弦波を，式(2.13)に示すように，骨格曲線に従って時刻歴で係数倍する．作成された人工目標応答は図 2.22 のようになる．式中では， $T_{\text{art}}(t)$ ：人工目標応答， $S_1(t)$ ：東遊園地目標応答の上部骨格曲線， $S_2(t)$ ：東遊園地目標応答の上部骨格曲線， f_1 ：実験システムの 1 次振動数 である．

$$T_{\text{art}}(t) = \begin{cases} S_1(t) \sin(2\pi f_1 t) & \sin(2\pi f_1 t) \geq 0 \\ S_2(t) \sin(2\pi f_1 t) & \sin(2\pi f_1 t) < 0 \end{cases} \quad (2.13)$$

2.5.3 人工目標応答を再現する加振入力波 (補償入力波 HL,HN)

(a) 補償入力波 HL

人工目標応答に「線形モデル」に対する加振入力波同定手法を用いて入力波形を作成すると，補償入力波 HL (図 2.23) が得られる．補償入力波 HL を用いて線形モデルのせん断 2 質点モデルの地震応答解析を行うと，図 2.24 のような結果が得られる．補償入力波 HL と制約条件との関係とその入力による応答の再現誤差を表 2.8 と表 2.9 に記す．

表 2.8 では，補償入力波 HL による積層ゴム支承の各層の最大変形(1 層で 0.71 m，2 層で 0.75 m)になり，積層ゴムの変形能力を最大限に利用している．その結果，入力補償波 HL による振動台の累積変位は 23.3 m になり，補償入力波 A1 による振動台の累積変位(43.3 m)より 20 m 少なくなっている．これによって，補償入力波 HL のアキュムレータ放出油量は 10.5 kl となり，限界油量 20 kl の半分程度に抑えられている．補償入力波 A1 の結果と比べれば必要油量は 1/4 程度までに削減できており，増幅システムが極めて効率的に入力を増幅している．補償入力波 HL はすべての制約条件を満足し，表 2.9 においては人工目標応答に対する再現誤差は約 0.1 %となっている．

また，この補償入力波 HL を弾性トリリニアモデルへの入力として，せん断 2 質点モデルの地震応答解析を行うと，その結果は図 2.24 となり，その再現性は表 2.9 となる．図 2.24 において人工目標応答が 0.32Hz でピークを有しているが，再現された応答はそのピークを十分にとらえることができていないため再現誤差も 50%を超えてしまっている．このことから，実験システムを線形と仮定する手法よりも，非線形性を考慮する手法によって目標応答をより忠実に再現される．そのため，補償入力波 HL と実験システムの非線形性を考慮して得られた加振入力波を実規模振動台実験への入力とし，実際の振動台実験によって両者の再現性を検討する．

表 2.8 制約条件と補償入力波 HL の要求量

補償入力	振動台の制約条件			試験体の制約条件	
	変位 (m)	速度 (m/s)	油量 (kl)	層間変形(m)	
				1層	2層
限界	1.00	2.00	20.0	0.75	0.75
HL	0.23	0.43	10.5	0.71	0.75

表 2.9 補償入力波 HL の解析による最大応答値と再現性

補償入力	変位(m)		加速度 (m/s^2)		再現誤差(%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標	0.93	1.50	3.31	5.43		
線形モデル	0.88	1.41	3.19	5.20	0.01	0.14
非線形モデル	0.70	1.17	2.65	4.23	71.93	52.65

(b) 補償入力波 HN

人工目標応答に「弾性トリリニアモデル」に対する加振入力波同定手法を用いて入力波形を作成すると、補償入力波 HN (図 2.25) が得られる。補償入力波 HL を用いて線形モデルのせん断 2 質点モデルの地震応答解析を行うと、図 2.26 の結果を得る。補償入力波 HL と制約条件との関係とその入力による応答の再現誤差を表 2.10 と表 2.11 に記す。

図 2.26 において再現された応答は人工目標応答が持つピークを比較的忠実にとらえることができており、実験システムの非線形性を考慮する加振入力波同定手法によって目標応答を再現できることが示された。この場合に、再現誤差が X 方向と Y 方向において 5% になっているが、これは加振入力波を同定する過程において用いたコントローラが線形モデ

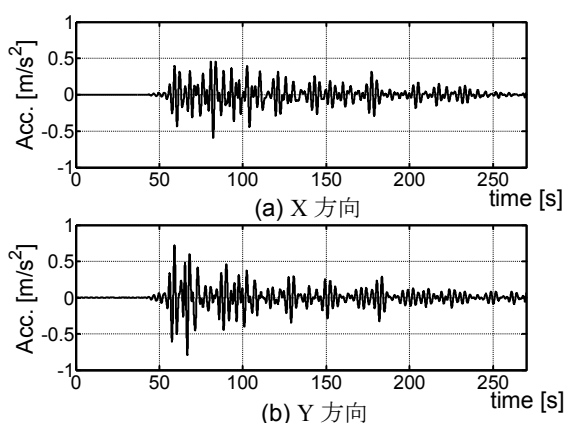


図 2.23 補償入力波 HL

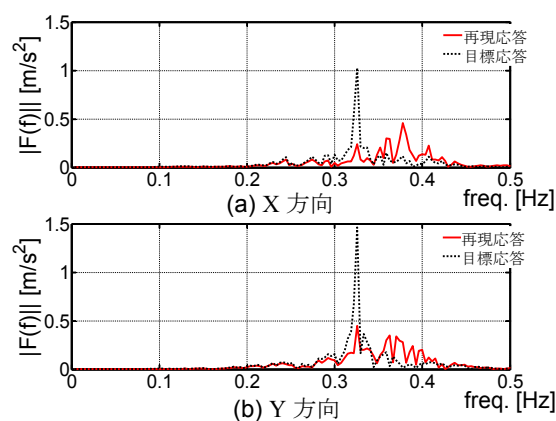


図 2.24 補償入力波 HL の数値解析
(フーリエ振幅スペクトル)

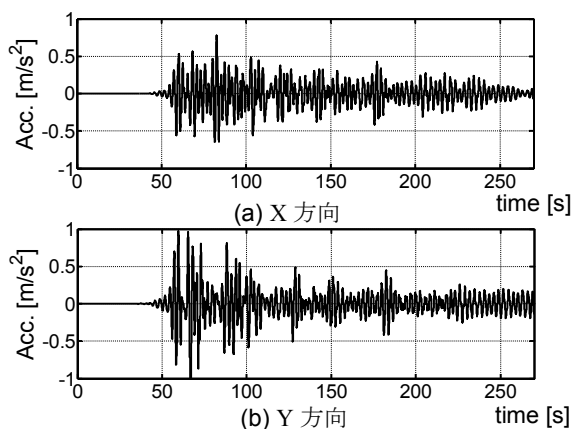


図 2.25 補償入力波 HN

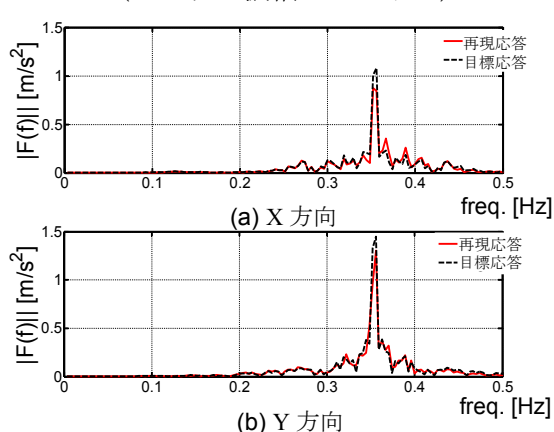


図 2.26 補償入力波 HN の数値解析
(フーリエ振幅スペクトル)

ルに基づいて設計されたために生じたものである。更なる再現性の向上を目指す場合に、制御対象の非線形性に十分に追従できる非線形コントローラが必要となる。このような課題は残しつつも、本研究の非線形コントローラ応用の端緒という本研究の目的に照らし合わせれば、この再現誤差は十分に許容できると考えられる。また、補償入力波 HN による実験システムの層間変形は制約条件を満足していないが、層間変形の制約条件は振動台実験を強く拘束するものではない。そのため、この補償入力波 HN を振動台実験への入力として用い、安全性をチェックするために補償入力波 HN の 100%を入力するまでに予備加振として入力波を段階的に係数倍する。

表 2.10 制約条件と補償入力波 HN の要求量

補償入力	振動台の制約条件			試験体の制約条件	
	変位 (m)	速度 (m/s)	油量 (kl)	層間変形(m)	
				1層	2層
限界	1.00	2.00	20.0	0.75	0.75
HN	0.32	0.55	15.8	0.79	0.82

表 2.11 補償入力波 HN の解析による最大応答値と再現性

補償入力	変位(m)		加速度 (m/s ²)		再現誤差(%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標	0.93	1.50	4.11	6.54		
非線形モデル	0.83	1.42	3.71	5.83	5.06	5.09

2.5.4 鷹取目標応答を再現する加振入力波 (補償入力波 TL,TN)

(a) 補償入力波 TL

鷹取目標応答を目標応答 r として「線形モデル」により加振入力波を作成した。これを補償入力波 TL と称す。補償入力波 TL を線形モデルへの入力として時刻歴応答解析を行うと、その解析結果の最大応答値と再現誤差は表 2.12 のようになる。当然ながら、線形モデルに対する誤差は小さい。この入力波 TL を、弾性トリリニアモデルへ入力したときの時刻歴応答波形を図 2.27 に、最大応答値と再現誤差を表 2.13 に示す。非線形モデルに本波形を入力した場合の目標波形の再現性は著しく低下する。

目標応答の時刻歴応答では時間の経過とともに、振幅が減衰していく特徴がある。しかし、補償入力波 TL を非線形モデルに入力することによって再現された応答(図 2.28)は、20 秒を越えてもほぼ一定の振幅が 40 秒ほど続いており、再現された応答は目標応答の特徴をとらえることができていない。図 2.29 では 0.38Hz 付近で再現応答が目標応答の 2 倍に達しており、これは弾性トリリニアモデルの初期剛性が線形モデルの剛性よりも 1.8 倍ほど高いことに起因している。つまり、積層ゴム支承の変形が小さいところで、初期剛性の高い弾性トリリニアモデルを強く励起してしまい、再現された応答では目標応答が持つ振幅の減衰が表現できない。フーリエ振幅スペクトルの比較を図 2.29 に示すが、補償入力波 TL を弾性トリリニアモデルに入力することによって再現された応答の再現誤差は X 方向:39%,

Y 方向:33%と、大幅に大きくなる.

表 2.12 制約条件と補償入力波 TL の要求量

補償入力	振動台の制約条件			試験体の制約条件	
	変位 (m)	速度(m/s)	油量(kl)	層間変形(m)	
				1層	2層
限界	1.00	2.00	20.0	0.75	0.75
TL	0.34	1.25	19.3	0.58	0.85

表 2.13 解析による補償入力波 TL の再現性

100%	変位 (m)		加速度 (m/s^2)		再現誤差 (%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標	0.63	0.78	7.37	7.04		
線形モデル	0.59	0.79	6.71	6.30	12.06	11.73
非線形モデル	0.61	0.77	6.66	6.33	39.05	32.75

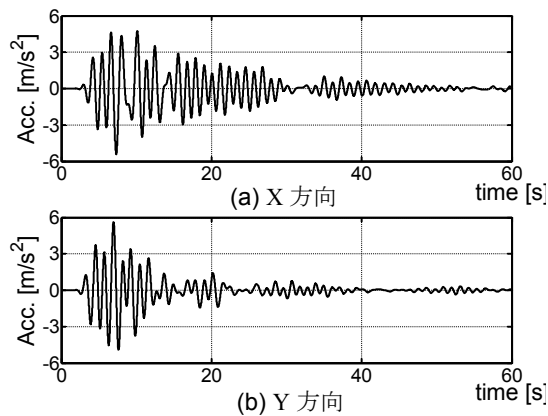


図 2.27 補償入力波 TL

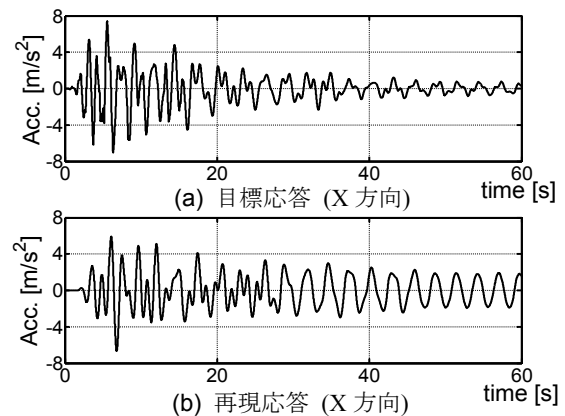


図 2.28 補償入力波 TL による弾性トリリニアモデルの再現応答

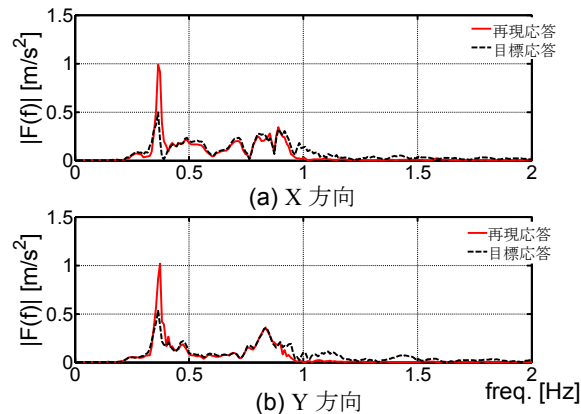


図 2.29 補償入力波 TL による弾性トリリニアモデルの再現応答(フーリエ振幅スペクトル)

(b) 補償入力波 TN

鷹取目標応答を目標応答 r として「弾性トリリニアモデル」により加振入力波を作成した。これを補償入力波 TN と称す。この補償入力波 TN を弾性トリリニア実験システムモデルへの入力として時刻歴応答解析を行うと、その解析結果は図 2.30 となる。各解析結果の応答最大値と目標最大値による再現誤差を表 2.14 に記す。

図 2.31 より、補償入力波 TN を弾性トリリニアモデルに入力することによって再現された応答は目標応答が持つ振幅が減衰するという特徴を比較的忠実に再現できている。図 2.32 にフーリエ振幅スペクトルを比較しているが、再現誤差は 4%程度で、再現された応答は目標応答が持つスペクトル形状をとらえている。実験システムの非線形性を模擬した弾性トリリニアモデルに補償入力波 TL を入力した場合の再現誤差は 56%になるのに対して、補償入力波 TN による再現誤差は 4%程度となる。

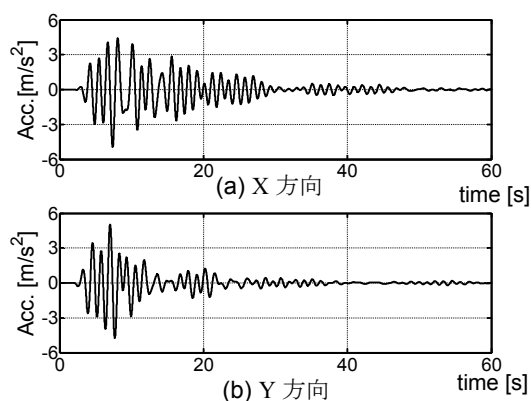


図 2.30 補償入力波 TN

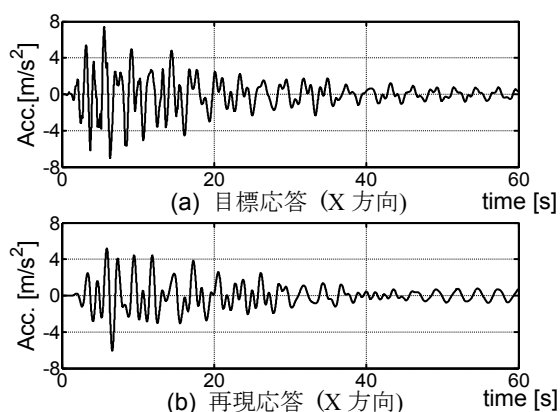


図 2.31 補償入力波 TN による弾性トリリニアモデルの再現応答

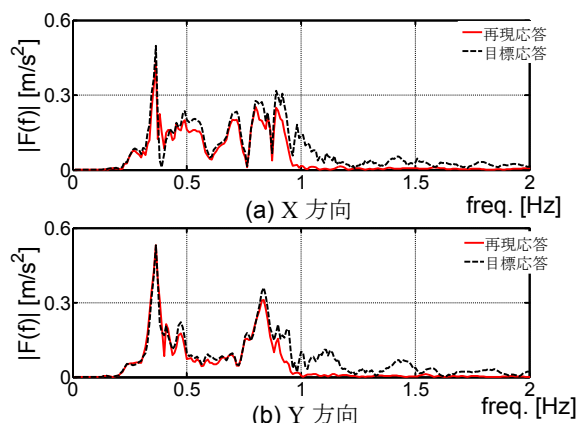


図 2.32 補償入力波 TN による弾性トリリニアモデルの再現応答(フーリエ振幅スペクトル)

表 2.14 制約条件と補償入力波 TN の要求量

補償入力	振動台の制約条件			試験体の制約条件	
	変位 (m)	速度 (m/s)	油量 (kl)	層間変形(m)	
				1層	2層
限界	1.00	2.00	20.0	0.75	0.75
TN	0.30	1.18	16.2	0.52	0.74

表 2.15 解析による補償入力波 TN の再現性

100%	変位 (m)		加速度 (m/s^2)		再現誤差 (%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標	0.63	0.78	7.37	7.04		
非線形モデル	0.58	0.76	6.05	5.77	12.72	11.68

2.6 超高層建物の地震応答再現実験

2.6.1 システム同定による実験システム特性

ここでは、実際の実験システム（図 2.33）が想定した特性を有することをシステム同定によって確認する．システム同定のための入力波としてランダム波とパルスを模擬した 1 周期正弦波を採用した．また、システム同定の実験では家具什器の損壊・損傷を防ぐために、家具什器を周辺架構に十分に固定している．

(a) ランダム波によるシステム同定

実験システムの特性を把握するためにランダム波を用いた実験を行った．この実験では積層ゴム支承の変形によって実験システムの動特性変化を確認するために、ランダム波による大振幅応答を実現する．そのため、振動台へ入力したランダム波は図 2.34 に示すように、比較的大きな入力となっている．このランダム波の周波数帯は 0.12~10 Hz，RMS 値は 0.73m/s^2 である．表 2.16 にはランダム波の振幅を段階的に増やして実験システムへ入力することによって得た固有振動数と積層ゴム支承の最大変形を記している．表 2.16 において、

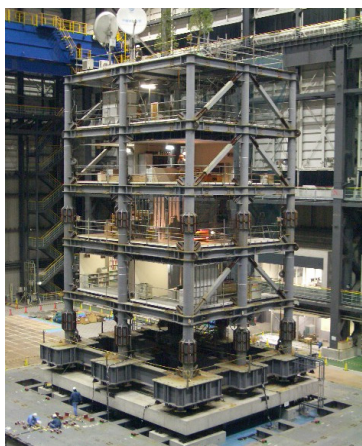


図 2.33 実験システム

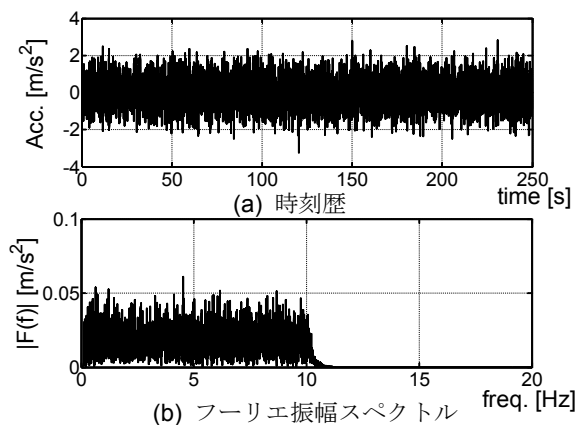


図 2.34 ランダム波

最大変形が大きくなるにつれて固有振動数が変化するという積層ゴム支承の非線形性が確認できる。

ランダム波によって実験システムの固有振動数は比較的正確に同定できるが、継続時間 250 秒ほどのランダム波加振ではサンプリング周波数が大きくなってしまうため、実験システムの減衰を正確に求めることは困難である²⁻¹⁸⁾。周波数領域法で減衰を正確に求めるためには、サンプリング周波数を規定する入力波の継続時間を極めて大きくしなければならない。振動台実験の制約条件を考慮すれば、この入力波は現実的ではない。このような場合に、周波数領域手法よりも時間領域手法が有効であり、一般的に自由振動実験が採用される。

表 2.16 実験システムの動特性

倍率	固有振動数 (Hz)		最大変形 (m)	
	1次	2次	1st	2nd
40%	0.37	0.99	0.19	0.16
60%	0.35	0.99	0.34	0.27
80%	0.34	0.95	0.47	0.35
100%	0.33	0.89	0.54	0.46

(b) 1 周期正弦波入力によるシステム同定

実験システム特性を把握するために大振幅の自由振動実験を実施した。実験システムを効率的に応答させることを目的とし、解析モデルの 1 次振動数 $f_1=0.32$ Hz を参照し、振動台への入力波としては振動数 0.30 Hz の 1 周期正弦波を採用した。1 周期正弦波の加速度振幅を 1.5 m/s^2 としたときの、積層ゴムの最大層間変形は 0.6 m に達した。この実験による実験システムの特性は表 2.17 のようになる。

実験で想定する大振幅再現時に近い層間変形を生じ、入力加速度振幅 1.5 m/s^2 の場合において、実験システムの第 1 次振動数は約 0.32 Hz、減衰定数は約 3 % となり、実験システムをモデル化した際の値にほぼ一致している。1 次モードが卓越する自由振動において、1 層と 2 層の最大層間変形はほぼ等しく、実験システムの 2 層床応答加速度と屋上の応答加速度の再現誤差は 0.06 % で、2 層床と屋上ではほぼ同じ応答が再現されている。以上の結果から、実験システムは設計時に意図した性能を有し、同定された諸量も解析モデルにおいて想定した諸量にほぼ等しくなっている。

表 2.17 実験システムの特性

最大振幅 (m/s^2)	層間変形 (m)		振動数 (Hz)	減衰 (%)
	1層	2層	1次	1次
1.00	0.39	0.36	0.33	2.87
1.50	0.60	0.57	0.32	3.10

2.6.2 鷹取目標応答の再現実験

(a) 線形モデルに基づく加振入力波（償入力波 TL）による再現実験

2.5.4(a)で求めた補償入力波 TL を用いた振動台実験では段階的に入力波を大きくし、最終的に補償入力波 TL100%を振動台へ入力することを目的としていた。しかし、補償入力波 TL60%を用いた振動台実験で、すでに積層ゴム支承の最大変形が限界許容変形に近接してしまった。そのため、ここでは補償入力波 TL60%を用いた実験の結果について検討する。この実験による再現応答と鷹取目標応答のフーリエ振幅スペクトルを図 2.35 と図 2.36 に示す。また、表 2.18 に鷹取目標応答と再現された応答の再現性を示す。

図 2.35 において目標応答は時間の経過とともに振幅が減衰していくという特徴があるが、再現応答はほぼ一定の振幅とが 30s 秒ほど続いた後に、振幅が急に小さくなるという特徴を示している。図 2.36 では 0.8Hz 付近で再現応答が目標応答の 2 倍に達しており、これが目標応答と再現応答の時刻歴の形状に影響を及ぼしたと考えられる。再現応答の最大値は目標応答の最大値のおよそ 90%であるが、補償入力波 TL の実験によって再現された応答の再現誤差は X 方向:31.47%, Y 方向:25.56 となる。コントローラ W を設計する際に、線形モデルの 1 次振動数(0.32Hz)と 2 次振動数(0.82Hz)に焦点を当ててコントローラを設計している。

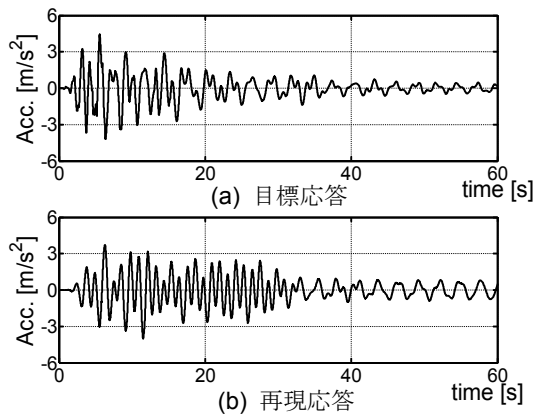


図 2.35 補償入力波 TL の実験結果

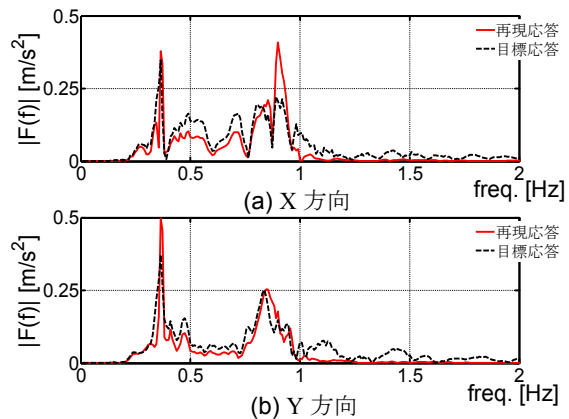


図 2.36 補償入力波 TL の実験結果 (フーリエ振幅スペクトル)

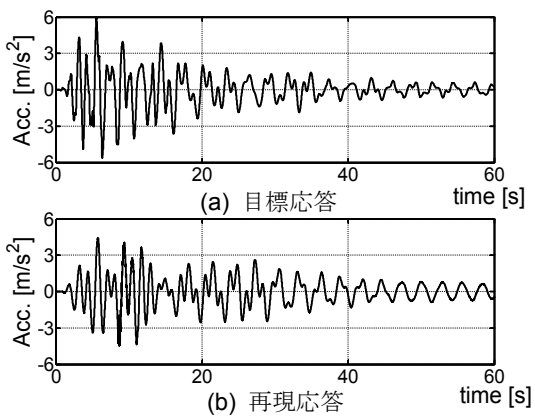


図 2.37 補償入力波 TN の実験結果(X 方向)

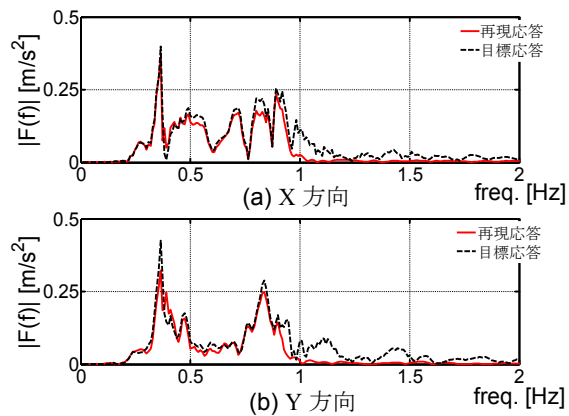


図 2.38 補償入力波 TN の実験結果(フーリエ振幅スペクトル)

そのため、伝達関数 T_{ry} は 0.3~0.8Hz で 1 未満になっており、再現応答の 0.3~0.8Hz の振動数成分が目標応答に達しきれていない。再現性があまり高くないにもかかわらず、再現応答の最大値は目標値のおよそ 90%に達している。これは、図 2.36 における 0.8Hz 付近での再現応答のフーリエ振幅スペクトルが目標応答の卓越を大きく上回っているからである。

表 2.18 補償入力波 TL の再現性

60%	変位 (m)		加速度 (m/s^2)		再現誤差 (%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標応答	0.38	0.47	4.42	4.22		
再現応答	0.31	0.36	4.00	3.80	31.47	25.56
結果/目標	0.83	0.76	0.91	0.90		

(b) 弾性トリリニアモデルに基づく加振入力波（補償入力波 TN）による再現実験

2.5.4(b)で求めた補償入力波 TN60%を用いた振動台実験で、すでに積層ゴム支承の最大変形が限界許容変形に近接してしまった。そこで、鷹取目標応答の 80%応答を再現するための入力波を、弾性トリリニアモデルに基づいた加振入力波同定手法によって新たに作成した。この新たな補償入力波 TN を加振入力波として採用した E-ディフェンス振動台実験の再現応答と目標応答を図 2.37 に、そのフーリエ振幅スペクトルを図 2.38 に、増幅システムのせん断力と変形量の関係を図 2.39 に示す。また、表 2.19 に目標応答と再現された応答の再現性を示す。

図 2.37 では、目標応答がもつ振幅が減衰するという特徴をとらえている。補償入力波 TN による再現誤差が補償入力波 TL による再現誤差を最大で 15%下回っており、実験システムが有する非線形性を考慮することによって目標応答をより忠実に再現でき得ることが示された。

鷹取目標応答の 100%を振動台実験で再現できなかった主な理由として、増幅システムが 2 次モードを励起する場合に実験システムの上部構造とコンクリートスラブが逆位相で動くため、積層ゴム支承に過大な変形が生じてしまったことが挙げられる。2 次モードを励起

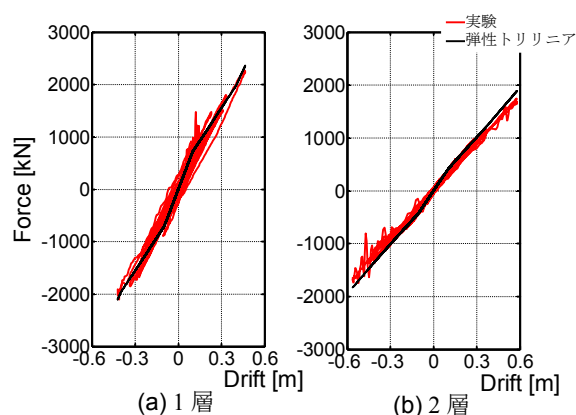


図 2.39 弾性トリリニアモデルと補償入力波 TN による剛性

することによって、積層ゴム支承の負担が増大するが、それによって再現応答が目標応答の持つ2つのピークを再現している。再現応答の最大値が目標応答の最大値のおよそ0.8倍であるが、これは目標応答がもつ3次振動数以降の周波数成分を本研究の提案する増幅システムでは励起できないことに起因している。

表 2.19 補償入力波 TN の再現性

80%	変位 (m)		加速度 (m/s^2)		再現誤差 (%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標応答	0.50	0.62	5.89	5.63		
再現応答	0.45	0.52	4.43	4.42	16.12	21.32
結果/目標	0.89	0.83	0.75	0.79		

2.6.3 人工目標応答を再現する振動台実験

(a) 線形モデルに基づく加振入力波（償入力波 HL）による再現実験

2.5.3(a)で求めた補償入力波 HL を用いた実験によって再現される応答と人工目標応答を図 2.40 に、そのフーリエ振幅スペクトルを図 2.41 に示す。また、表 2.20 に人工目標応答と再現された応答の再現性を示す。再現誤差に着目すると、X 方向、Y 方向において 30%近

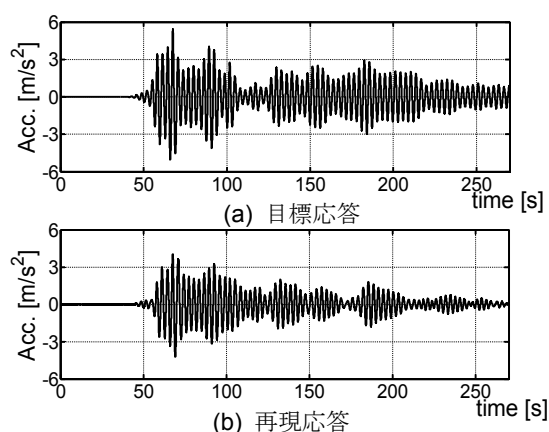


図 2.40 補償入力波 HL による実験結果 (Y 方向)

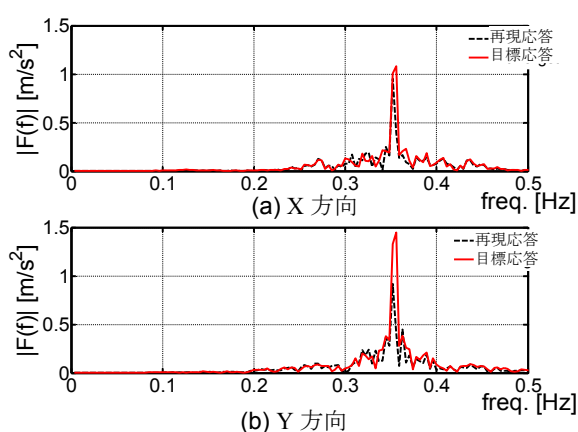


図 2.41 補償入力波 HL による実験の再現応答 (フーリエ振幅スペクトル)

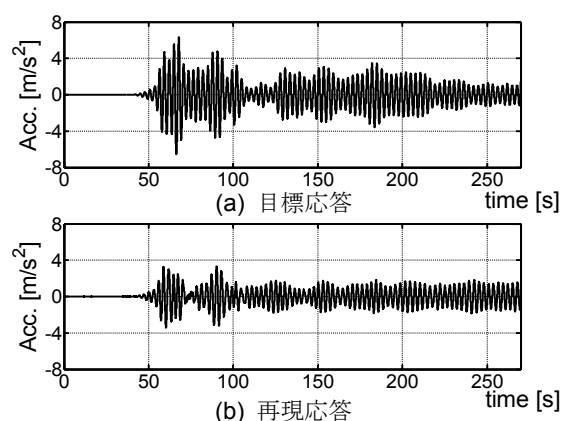


図 2.42 補償入力波 HN による実験結果 (Y 方向)

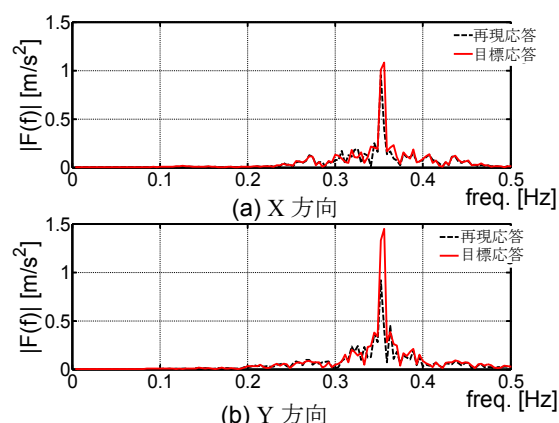


図 2.43 補償入力波 HN による実験の再現応答 (フーリエ振幅スペクトル)

くになっており、補償入力波 HL によって再現された応答の 1 次イベントでは人工目標応答の 0.8 倍であり、2 次イベントでは人工目標応答の 0.7 倍となった。つまり、線形モデルに基づいて同定した補償入力波 HL によって再現された応答は人工目標応答に達していない。

表 2.20 補償入力波 HL による最大応答値と再現性

HL	変位(m)		加速度(m/s^2)		再現誤差(%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標応答	0.93	1.50	3.31	5.43		
再現応答	0.71	1.24	2.82	4.22	28.97	29.51

(b) 弾性トリリニアモデルに基づく加振入力波（補償入力波 HN）による再現実験

2.5.3(b)で求めた補償入力波 HN を用いた実験によって再現される応答と人工目標応答を図 2.42 に、そのフーリエ振幅スペクトルを図 2.43 に示す。表 2.21 に人工目標応答と再現された応答の再現性を示す。図 2.42 では人工目標応答の最大振幅が 5.4m/s^2 であるのに対して、再現された応答の最大振幅は 3.4m/s^2 に留まっている。図 2.43 では人工目標応答と再現応答の卓越振動数はほぼ同じ 0.32Hz になっているが、再現応答の最大振幅が目標応答の最大振幅をとらえきれていない。補償入力波 HN による再現誤差 (X:21.77%, Y:28.44%) が補償入力波 HL による再現誤差 (X:28.97%, Y:29.51%) を若干下回っており、鷹取目標応答の再現実験ほど明瞭ではないものの、実験システムが有する非線形性を考慮することによって再現性を高め得ることが示された。ただし、この振動台実験で再現された最大変位は目標最大値の 60%程度であり、目標値を大幅に下回っている。増幅システムの補償入力波 HN における履歴と弾性トリリニアモデルを図 2.44 に示す。1 層目の積層ゴム支承の履歴では、実験の初期剛性(4.9kN/mm)が弾性トリリニアモデルの初期剛性(7.2kN/mm)の 0.7 倍程度しかない。このようなモデル化誤差によって、図 2.42 における再現応答と目標応答との誤差が生じている。

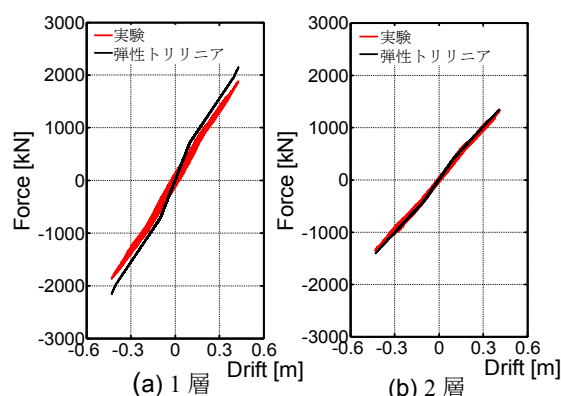


図 2.44 弾性トリリニアモデルと補償入力波 HN による剛性

表 2.21 補償入力波 HN による最大応答値と再現性

HN	変位 (m)		加速度 (m/s^2)		再現誤差 (%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標応答	0.93	1.50	3.31	5.43		
再現応答	0.61	0.87	2.44	3.44	21.77	28.44

(c) 修正補償入力波 HL の実験結果

これまでの加振実験で固定されていた家具什器の養生を取り外し、長周期地震動を受ける超高層建物の室内安全性を検証する実験を行った。家具什器の地震時挙動は最大振幅レベルとその繰り返し回数に大きな影響を受けるため、人工目標応答をできるだけ忠実に再現する必要がある。これまでの加振実験において、補償入力波 HN の再現誤差は補償入力波 HL の再現誤差よりも小さいが、再現された応答の最大変位・最大速度・最大加速度を考慮すると、補償入力波 HL のほうが補償入力波 HN よりも人工目標応答を再現できている。そこで、補償入力波 HL による予備実験結果を反映して 1 次イベント、2 次イベント別に入力振幅を調整した修正補償入力波 HL を作成する。予備解析による検討を踏まえ、1 次イベントでは積層ゴム支承が許容最大変形の 0.75 m を超えないように $1/0.8 (=1.25)$ よりも小さい 1.1 を乗じ、2 次イベント部分においては $1/0.7 (=1.4)$ をそのまま乗じることで修正補償入力波 HL を作成し、本実験に採用した。このとき、アキュムレータ放出油量は 14.5 kl であり、制約条件を十分に下回っている。

本実験において、修正補償入力波 HL を実験システムに入力して得られた応答と目標応答を図 2.45 に、そのフーリエ振幅スペクトルを図 2.46 に示す。また、表 2.22 に目標応答と再現された応答の再現性を示す。この修正補償入力波 HL によって再現された時刻歴応答は、これまでの再現応答(図 2.40)よりも目標応答が持つ 1 次や 2 次のイベントを再現している。また、図 2.46 においても、目標応答のピークを再現応答が十分にとらえており、これによって再現誤差が 20%未満となった。この際に、積層ゴム支承の最大変形は 1 層目が 0.75 m,

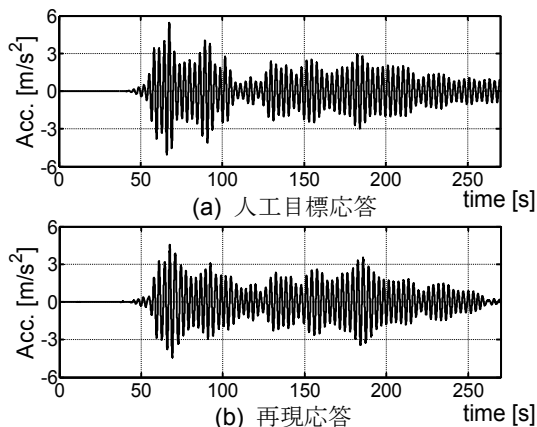


図 2.45 修正補償入力波 HL による実験結果 (Y 方向)

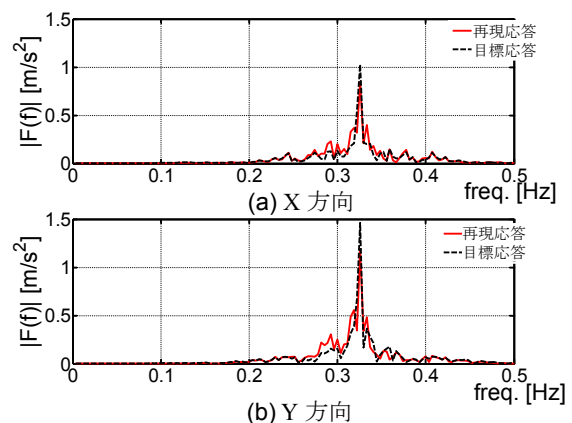


図 2.46 修正補償入力波 HL による応答のフーリエ振幅スペクトル

2 層目が 0.70 m となり，この加振実験では積層ゴム支承の変形能力を最大限に利用することができている。

表 2.22 修正補償入力波 HL による最大応答値と再現性

修正HL	変位(m)		加速度 (m/s ²)		再現誤差(%)	
	X	Y	X	Y	X	Y
目標	0.93	1.50	3.31	5.43		
実験結果	0.79	1.33	3.02	4.56	19.61	13.79

2.7 超高層建物内の家具・什器の地震時挙動

2.7.1 家具・什器の地震時被害

前章で示したように，本実験において大振幅で長時間の床応答が試験体に与えられた。本章では，このような応答を受ける室内の家具什器の挙動に着目し，室内安全性を検討する。

長周期地震動を受ける超高層建物内の家具什器の散乱状況を総合的に検証するために，試験体の各階には各種の家具什器を用意した。2 階にはオフィスを模擬した 2 部屋を用意した。3 階には 2 段ベッドと子供用ベッドを設置し，4 階ではキッチン・食卓・居間を持つ一般住居を模擬した部屋を用意した。5 階には自動販売機とシステムバスを設置した。このな



(a) オフィス 1



(b) オフィス 2



(c) 居室



(d) キッチン

図 2.47 室内写真（実験前）

かで、オフィス、居室、キッチンを取り上げ、実験前の室内写真を図 2.47 に示す。

大振幅床応答において、各室内は図 2.48 に示されるような被害を受けた。オフィス 1 には耐震対策を施した家具什器(詳細は後述)を配置していたため、コピー機を除くすべて家具什器が転倒を免れた。しかしながら、キャスター付きのコピー機がかなりの速度で動きまわることによって、転倒を免れたデスクなどをコピー機がなぎ倒す光景が見られた。一方、耐震対策を施していない家具什器を配置したオフィス 2 では、大部分が転倒してしまった。室内に配置したマネキンは、転倒してくるロッカーによって強い衝撃を受け、ロッカーと散乱した本の下敷きとなった。一般的な居室模擬した部屋ではタンス等が転倒したが、転倒する前にタンスの引出しが飛び出し、内容物が飛散するという現象が生じた。キッチンを模擬した部屋では、お茶碗やコップを収納していた棚やビンなどを収納していた冷蔵庫が転倒し、割れたお茶碗・コップ・ビンが床全面に飛散した。このようにガラスや陶器の破片が飛散することによって、避難経路を確保することが大変難しくなってしまう。

このように、多くの家具の転倒、すべり移動、飛散等の被害が見られるが、もしこれらの室内に実際に人がいた場合、家具什器によって受ける被害は、命の危険に及ぶ可能性がある。仮に居住者に被害がなかったとしても、地震時にこのような光景を目の当たりにしながら、200 秒以上も続くような揺れを経験する居住者は恐怖におののき、後の避難行動を大きく阻害することも推測される。超高層建物内の地震時挙動をここまで鮮明、かつ総合



(a) オフィス 1



(b) オフィス 2



(c) 居室



(d) キッチン

図 2.48 室内被害の様子 (実験後)

的に再現した実験の例はなく、このような記録は防災教育を行ううえで非常に貴重な資料である²⁻¹⁹⁾。

2.7.2 家具・什器の転倒とすべり

ここでは、オフィス階に焦点を当ててより詳細な考察を試みる。オフィス 1 には机・ロッカー・本棚に、転倒やすべり防止の耐震対策として L 型アングルを用いて家具・什器を壁や床と固定した。オフィス 2 には、耐震対策を施していない机・ロッカー・本棚・キャビネットをそのまま配置した。また、このような大振幅応答を受ける室内ではキャスター付コピー機が室内でどのように動き、周辺にどのような影響を与えるかを把握するために、両方の部屋にコピー機を設置した。オフィス階では床材にはタイルカーペットを用い、家具を図 2.49 のように配置した。それら家具の諸元を表 2.23 に示す。

家具什器の転倒やすべりに関する研究は数多くあるが^{2-20,21)}、ここでは『非構造部材の耐震設計施工指針・同解説および耐震設計施工要領』(以降、指針)²⁻²²⁾を主に用いて家具什器の地震時挙動を検討する。家具の転倒は床応答の最大加速度と最大速度に影響を受け、両者が家具の転倒限界値を超えた場合に転倒が生じる。床応答の振動数 F_e が家具の形状から決まる境界振動数 F_b より小さい場合は、転倒に関する判定は床応答の最大加速度に支配される。長周期で揺れる超高層建物の床応答は、この領域に入りやすく、床応答速度が転倒限界値を超えた後に、床応答加速度が転倒限界加速度に到達する。床応答の振動数 F_e は床応答の最大加速度 A_f と最大速度 V_f によって式(2.14)に、家具(重心高さ h 、幅 b)の境界振動数 F_b と転倒限界加速度 A_0 は式(2.15)と式(2.16)によって与えられる。

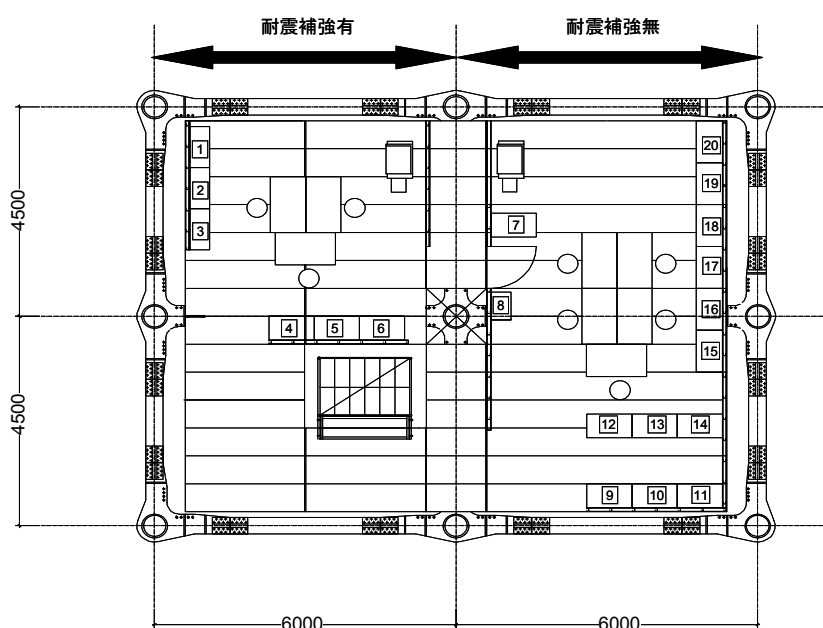


図 2.49 オフィス（試験体 2 階）

$$F_e = \frac{A_f}{2\pi V_f} \quad (2.14)$$

$$F_b = \frac{11}{\sqrt{h}} \quad (2.15)$$

$$A_0 = \begin{cases} 2\pi F_e V_0 = \frac{F_e \cdot b}{F_b \cdot h} g & (F_b \leq F_e) \\ \frac{b}{h} g & (F_b > F_e) \end{cases} \quad (2.16)$$

長周期地震動を受ける超高層建物の再現実験では、床応答の振動数($F_e=0.3$ Hz)はオフィス階に配置したすべての家具の境界振動数 F_b よりも小さく、転倒の検討においては、床応答の最大加速度と個々の家具の転倒限界加速度 A_0 を比較することになる。表中の耐震対策が施されている家具の転倒限界加速度は、対策されていない場合の転倒限界加速度である。指針によって推定される家具の短軸方向の転倒限界加速度 A_0 を表 2.23 に示す。また、既往の研究^{2,23)}に従って、2 段重ねの書庫を下部単体、上部単体、上下一体にモデル化した検討では、上下一体モデルの転倒限界加速度が最も低くなった。そのため、2 段重ねの書庫の転倒限界加速度は上下一体にみなした場合の転倒限界加速度である。

表 2.23 家具の諸元と転倒に関する実験結果

	No.	家具	W (mm)	D (mm)	H (mm)	Fb (Hz)	A ₀ (m/s ²)	転倒
耐震補強あり	1	ロッカー(小)	900	515	1100	1.48	4.59	NO
	2							
	3	ロッカー(大)	880	400	1790	1.16	2.19	
	4	ロッカー(小)	900	515	1100	1.48	4.59	
	5							
	6							
耐震補強なし	7	ロッカー(大)	880	400	1790	1.16	2.19	YES
	8							
	9	キャビネット	900	515	1790	1.16	2.82	NO
	10							
	11	書庫(2段重ね)	880	400	2200	0.61	1.78	YES
	12							
	13	書庫(大)	600	400	1790	1.16	2.19	
	14	キャビネット	900	515	1790	1.16	2.82	
	15	書庫(2段重ね)	880	400	2200	0.61	1.78	
	16							
	17							
	18							
	19	書庫(小)	880	400	1100	1.48	3.56	NO
	20							

表 2.23 には実験による家具の転倒の有無を合わせて示している（NO：転倒しなかった，YES：転倒した）．再現された応答の Y 方向の最大加速度は 4.31 m/s^2 ，X 方向の最大加速度は 2.92 m/s^2 である．表 2.23 から，耐震対策のあるすべての家具は転倒しなかったことがわかる．耐震対策が施されていない家具については，9 個が転倒し，残りの 5 個が転倒を免れた．配置された家具の転倒限界加速度と実際に再現された応答加速度を照らしあわせると，表 2.23 の No9~11，No19，No20 は，床応答加速度が指針による転倒限界加速度 A_0 を上まわっているが，実際には転倒していない．No9~11 が転倒しなかったのは，それ以前に転倒した家具によって支えられたからであり，他の転倒した家具によって支えられていなければ，No9~11 は転倒した可能性が高い．一方，No19 と No20 は，ビデオによる検証から，床応答加速度が 3 m/s^2 を越えたあたりからすべり出したことを確認した．No19 と No20 は，このすべりによって転倒モーメントが減少し，転倒を免れたといえる．床応答加速度が 3 m/s^2 程度からすべりを生じたことに着目すれば，No19 と No20 のタイルカーペットに対する静止摩擦係数はおおよそ 0.3 となり，指針によって想定されている金属とじゅうたんによる静止摩擦係数 0.2~0.5 と整合している．No19 と No20 の転倒限界加速度は，他の家具に比べて値が大きく，すべり時加速度を上回る．耐震対策のない居室における個々の家具の挙動は，指針による転倒限界加速度とすべり時加速度に対応する摩擦係数を参照することによっておおよそ評価できることがわかった．

2.7.3 コピー機の挙動

長周期地震動を受ける超高層建物の最上層の床応答が再現された室内において，オフィス階にある約 100 kg のコピー機（図 2.50）はおおよそ 2.2 m/s で室内を動き回り，室内の間仕切壁(LGS)に衝突して大きな穴を開けた．また，コピー機が動き回ることによって，コピー機が周辺のデスクや椅子などをなぎ倒す光景も見られた．このような場合に，人が地震時にデスク下に避難したとしても，コピー機による衝撃によって被害を受ける可能性がある．



図 2.50 コピー機

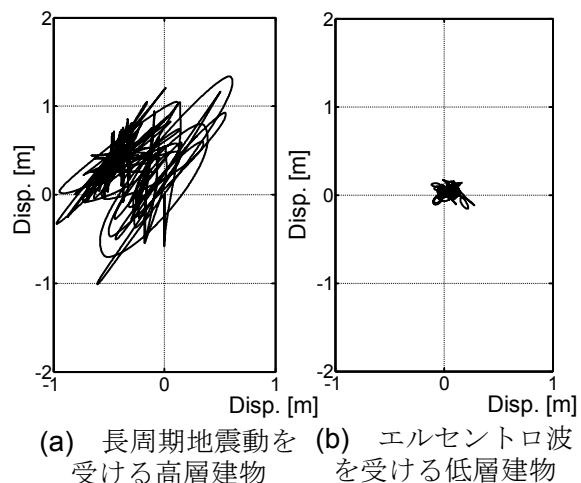


図 2.51 解析による各種建物内のコピー機の軌跡

実験時のコピー機は周辺の壁やデスクに衝突し、最終的に転倒した。ここでは、コピー機の周辺に何も無い状態を仮定し、転倒しない場合のコピー機の挙動を解析によって検討してみる。この実験ではコピー機が床加速度 1 m/s^2 で動き出したので、キャスターのストッパーが効いていないコピー機の静止摩擦係数を 0.1 とする。コピー機の解析では 100 kg の質量を持つ 1 自由度系モデルを用い、完全弾塑性の履歴を与える。解析用入力波としては、実験で再現された長周期地震動を受ける超高層建物の床応答に加え、エルセントロ波(レベル 2：最大速度を 0.5 m/s に基準化)を受ける低層建物の床応答を採用する。エルセントロ波による床応答は固有周期 0.5 秒の 1 自由度弾性解析(減衰定数 2%)によって得られたもので、最大床応答加速度 13 m/s^2 ・速度 1.1 m/s は、それぞれ超高層建物の最大床応答値と比べると加速度で約 3 倍、速度で約半分となる。

解析から得られたコピー機の軌跡を図 2.51 に示す。超高層建物の床応答を受けるコピー機の最大速度と最大変位は 2.45 m/s と 1.46 m に、また累積変位は 116.6 m に達した。一方、エルセントロ波を受ける低層建物のコピー機の最大速度と最大変位は 1.60 m/s と 0.30 m になり、累積変位は 14.3 m となる。超高層建物の床応答を受けるコピー機の最大速度はエルセントロ波を受ける低層建物の場合の 1.5 倍であるが、累積変位は 8.1 倍にもなる。このように、長周期地震動を受ける超高層建物内のコピー機の挙動は、長時間、広範囲に動き回ることによって特徴づけられる。一方、コピー機のキャスターにはストッパーが付いていることが多く、そのストッパーを効くようにするだけで摩擦係数は 0.4 程度まで上昇する²⁻²⁴⁾。摩擦係数を 0.4 にして同様の解析を行うと、エルセントロ波を受ける低層建物のコピー機の場合では最大速度、変位は 1.42 m/s , 0.17 m となり、累積変位は 4.8 m となる。一方、超高層建物の床応答を受けるコピー機の最大速度、変位は 0.05 m/s , 0.01 m に、累積変位は 5.5 m となり、ストッパーを効かせることにより、最大変位は約 1% に、累積変位は約 5% にまで減少する。エルセントロ波を受ける低層建物内に比べ、超高層建物内では、コピー機の挙動に対するストッパーの影響が大きい。大振幅床応答によってもたらされるコピー機による被害は、ストッパーを使用することによって激減する。

2.8 まとめ

本章では、振動台の制約条件を超える超高層建物の大振幅地震応答を振動台で再現するための実験手法を考案した。得られた知見を以下にまとめる。

- 1) 海溝型地震による長周期地震動(東遊園地波)と内陸型地震による強震動(鷹取波)を入力地震動として、せん断 30 質点系モデルによって 30 階建て超高層建物を想定した地震応答解析を行った。東遊園地波を受ける超高層建物は、長周期地震動の影響を受け、3 分以上もの長時間に渡って大きく揺れるという結果を得た。鷹取波を受ける超高層建物では、最大層間変形角が 0.02 rad に到達した。
- 2) 東遊園地波や鷹取波を受ける超高層建物の最上層床応答(鷹取目標応答・東遊園地

目標応答)をその振動台に直接入力した場合に必要な要求量を E-ディフェンス振動台の制約条件(最大変位・アクチュエータ放出限界油量等)と比較した。鷹取目標応答を達成するための必要油量が限界油量(20kl)の3倍以上になり、東遊園地目標応答では最大変位が振動台限界変位(1.0m)の1.5倍に、必要油量が限界油量(20kl)の17倍以上になった。各目標応答を振動台への直接入力とすることができないことが示された。

- 3) 振動台の制約条件以上の応答を実現するために、増幅システムを2段重ねにする実験システムと増幅システムに所定の応答を実現するための制御手法を応用する実験手法を提案した。提案した実験手法に用いた場合に、鷹取目標応答を再現するための加振入力波の必要油量は19.3klに、東遊園地目標応答を再現するための入力波の必要油量は37klとなり、大幅に油量を節約できた。
- 4) 東遊園地目標応答を再現するための加振入力波は数値解析において高い再現性を示したが、限界油量(20kl)を超えてしまった。東遊園地目標応答を実験システムの1次振動数持つ正弦波に元の目標応答の骨格に添うように係数倍した人工目標応答に置き換え、その人工目標応答を再現するための加振入力波を同定した。これにより、実験システムの増幅特性を最大限に活かす加振を実現でき、入力波の必要油量を限界油量以内に収めることができた。
- 5) 鷹取波目標応答と東遊園地目標を想定した人口目標応答の再現する振動台実験では、線形モデルに基づく加振入力波よりも弾性トリリニアモデルに基づく加振入力波手法の方が、目標応答を比較的忠実に再現できることを示した。
- 6) 線形モデルに基づいた補償入力波 HL による再現応答のほうが目標最大値に近くなっていたことから、家具什器に関する大振幅応答再現実験では、補償入力波 HL の振幅を調整して修正補償入力波 HL によって実施した。この実験で得られた資料に基づいて、家具什器の転倒に関する検討を行い、耐震対策された家具什器やキャスターに対するストッパーの有効性を示した。

参考文献

- 2-1) (社)土木学会, (社)日本建築学会: 海溝型巨大地震による長周期地震動と土木・建築構造物の耐震性向上に関する共同提言, 2006. 11.
- 2-2) 斉藤大樹, 高橋徹, 小豆畑達哉, 野口和也, 箕輪親宏: 大振幅の揺れを再現可能とする大ストローク振動台の開発とその性能検証実験, 日本建築学会学術講演梗概集, B-2, pp.473-474, 2006
- 2-3) 福和伸夫, 佐武直紀, 原徹夫, 太田賢治, 飯沼博幸, 鶴田庸介, 飛田 潤: 長周期構造物の応答を再現するロングストローク簡易振動台の開発, 日本建築学会技術報告集, 第25号, pp.55-59, 2007
- 2-4) 山口路夫, 山田哲, 前田泰史, 萩原みき, 竹内徹, 成川匡文, 中島正愛, 和田

- 章：実構造物の地震時挙動を再現する実大振動台実験手法の提案 制振ダンパーを組み込んだ鋼構造骨組の耐震性 その 1, 日本建築学会構造系論文集, No.541, pp.179-186, 2001.3
- 2-5) 秋山宏, 山田哲, 箕輪親宏, 寺本隆幸, 大竹章夫, 矢部喜堂：慣性加力装置を用いた鋼構造要素の実大振動台実験方法, 日本建築学会構造系論文集, No.505, pp.139-146, 1998.3
- 2-6) 秋山宏, 山田哲, 松本由香, 田中宏志, 三山剛史, 寺田岳彦：冷間成形角形鋼管柱の実大振動台実験, 日本建築学会構造系論文集, No.521, pp.133-140, 1999.7
- 2-7) 長江拓也, 梶原浩一, 藤谷秀雄, 福山國夫, 川辺秀憲, 大西一嘉, 城戸史郎, 中島正愛：家具および非構造部材に着目する高層建物の地震応答再現実験：E-ディフェンス振動台による実規模実験システム, 日本建築学会構造系論文集, No.628, pp.1007-1014, 2008.6
- 2-8) 長江拓也, 福山國夫, 藤谷秀雄, 梶原浩一, 中島正愛：30 階建物の床応答と応答変形に関する時刻歴地震応答解析 高層建物の非構造部材・家具什器に関する E-ディフェンス振動実験 その 3, 日本建築学会大会学術講演梗概集, B-2, pp.555-556, 2007.
- 2-9) 藤谷秀雄, 川辺秀憲, 長江拓也, 福山國夫, 梶原浩一, 中島正愛, 城戸史郎：想定南海地震時の神戸市東遊園地における強震動予測と既往観測記録との比較 高層建物の非構造部材・家具什器に関する E-ディフェンス振動実験 その 2, 日本建築学会大会学術講演梗概集, B-2, pp.553-554, 2007.
- 2-10) 沢田勉, 永江正広, 平尾潔：位相差分による地震動継続時間の定義とその統計解析, 土木学会論文集 第 368 号/I-5, pp.373-382, 1986.
- 2-11) 山田哲, 前澤将男, 森利弘, 島田侑子, 佐藤英児, 秋山宏：エネルギー入力に着目した実大震動台破壊実験施設性能確認試験の評価, 日本建築学会構造系論文集, No.612, pp.207-214, 2007.2.
- 2-12) 梶原浩一, 佐藤栄児, 田川泰敬：実大三次元震動破壊実験装置（E-ディフェンス）の加振性能と活用について, 運動と振動の制御シンポジウム講演論文集, No.9, pp.313-316, 2005.
- 2-13) 高岡栄治：積層ゴムの大変形せん断履歴則, 日本建築学会, 構造工学論文集, Vol.47B, 2001.03
- 2-14) 田中栄一, 石田勝彦, 水越薫, 塩尻弘雄, 竹中康雄, 今野孝昭：免震システムの終局挙動を対象とした振動解析評価法の研究：その 1 折れ線型復元力モデルによる検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, B-1, pp.713-714, 1991.
- 2-15) Doyle JC, Francis BA, Tannenbaum A R. Feedback Control Theory. New York: Macmillan Publishing Company, 1992.

- 2-16) 田川康敬, 福井和良, 低感度補償器を用いた非線形モデルの逆ダイナミックスの計算, D&D1994 講演論文集, pp.B185-B188, 1994.
- 2-17) 梶原浩一, 佐藤栄児, 光田真旅, 渡辺紗綾香, 田川康敬, 高井茂光: 振動台制御を目的とした加速度出力フィードバックによる3変数制御器設計手法について, 運動と振動の制御シンポジウム講演論文集, No.8, pp.325-330, 2003.
- 2-18) 長松昭男: モード解析入門, コロナ社, 1993
- 2-19) 独立行政法人防災科学技術研究所 兵庫耐震工学研究センター, 加震実験映像, <http://www.bosai.go.jp/hyogo/movie.html>, (参照 2008-05-31)
- 2-20) Y. Ishiyama : Motions of Rigid Bodies and Criteria for Overturning by Earthquake Excitations, Journal of Earthquake Engineering and Structural Dynamics 1982; 10:635-650.
- 2-21) 石山祐二 : Motins fo Rigid Bodies in Response to Earthquake Excitations--,日本建築学会論文報告集, 第314号, 1987.
- 2-22) 非構造部材の耐震設計施工指針・同解説および耐震設計施工要領, 日本建築学会, 2003.
- 2-23) 金子美香, 林康裕: 剛体の転倒限界に関する基礎的検討, 日本建築学会構造系論文集, No.479, pp.41-49, 1996,1.
- 2-24) 正月俊行, 翠川三郎, 大堀道広, 三浦弘之: 超高層建物におけるオフィス内の家具郡の地震時シュミュレーション, 日本建築学会構造系論文集, No.620, pp43-49, 2007.10.

第3章 Minimal Control Synthesis による非線形構造物の制御

3.1 はじめに

2章において、振動台の限界以上の大振幅応答を試験体を与えるために、増幅システムと制御手法を用いた振動台実験手法を提案した。この実験においては、制御対象である実験システムを線形（もしくは弱非線形）とみなすことができたため、制御対象の伝達関数に基づいたフィードバック線形制御によって所定の応答を実現することができた。建築構造物に関しては、塑性化させることで地震エネルギーを吸収することが一般的であり、塑性化する度合いが大きくなるにつれて、建築構造物は強い非線形性を示すことになる。このような塑性化するような構造物に対して、増幅システムを用いた振動台実験によって所定の応答を与えようと思えば、構造物の塑性化のような強非線形性にも追従できる制御手法が必要である。このような背景の下、本章では強い非線形性を有する制御対象にも適用できる制御手法の開発を試みる。

構造物の非線形性を不確定要素である外乱として捉えることによって、その外乱に対するロバスト性を確保する手法としてロバスト制御がある。この代表的な手法として H^∞ 法があげられ、この手法では制御対象に作用する外乱を陽に含んだ制御対象（一般化プラント）を構築し、これに対してコントローラを設計することになる。このとき、コントローラは物理的なものではなく、制御入力を決定する数値解析部分である。これに対して、応答量をフィードバックする信号システムをベースとして非線形挙動を示す対象物をリアルタイムに制御する規範適応型制御(例えば MRAC)³⁻¹⁾が開発されている。MRAC においては、非線形性を有する制御対象に対してその線形モデルを規範モデルとして扱い、その規範モデルに対する制御入力と再現を目標とする応答に各比例ゲインを乗算することによって制御対象への制御入力を時間領域において決定する手法である。さらに、MRAC を発展させた手法として Minimal Control Synthesis (以後、MCS)^{3-2,3)}が提案されている。MCS は、MRAC に比べてコントローラの設計パラメータが少なく、設計が比較的容易になっているため、各分野において MCS の応用が試みられている³⁻⁴⁻⁶⁾。

これらの制御手法では、制御対象の動特性を伝達関数や規範モデルとして表現しなければならない。しかしながら、制御対象が非線形性を有する場合には、生じる非線形性が安定しているとは限らず、不確定な要素が生じることがある。このような場合に、制御対象の動特性に基づいた制御手法では、不確定な要素に対して十分な追従性を示すとは限らない。より追従性の高いコントローラを構築しようとするれば、コントローラを制御対象の動特性から独立させ、自由度を高めることがその一つになりえるはずである。本研究では、規範モデルに基づく Minimal Control Synthesis を無規範モデル化させることによって、より自由度の高い制御手法を構築する。

3.2 Minimal Control Synthesis

MCS^{3-2,3)}は、モデル規範型適応制御（MRAC）を改良した手法である．その特徴は、コントローラを設計する際に、制御対象の動特性に関する情報が MRAC よりも少ないことにある．本章において、MCS の基本的なアルゴリズムを説明した後、本研究が提案する動特性を一切用いない制御方法について説明する．

3.2.1 基本アルゴリズム

MCS のボード線図を図 3.1 に示す．MCS における制御対象は状態空間表現によって、式 (3.1) として表される．このとき、制御入力 u は式 (3.2) のように規範入力ベクトル r と応答値である制御量 x に比例ゲインである K と K_r を乗算することによって得られる．規範入力とは、規範モデル（制御対象の線形モデル）に対して所定の応答を実現するための入力波である．これらの比例ゲインは式 (3.3) として与えられる．

$$\dot{x} = Ax + Bu + d \quad (3.1)$$

$$u = Kx + K_r r \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} K &= \alpha \int_0^t y_e y_e^T dt + \beta y_e y_e^T \\ K_r &= \alpha \int_0^t y_e r^T dt + \beta y_e r^T \end{aligned} \quad (3.3)$$

x : 状態ベクトル, u : 制御入力ベクトル, d : 外乱ベクトル, y_e : 誤差ベクトル, r : 規範入力ベクトルである．

式 (3.4) の誤差 y_e は、線形補償要素 C_e と制御対象の状態量 x と規範モデルの状態量 x_m によって表される．この規範モデルの状態空間方程式は式 (3.5) となる．また、式 (3.4) の線形補償要素は、規範モデルのシステム行列 A_m に対する式 (3.6) のリアプノフ方程式を解くことで得られる正実解となる．つまり、線形補償要素は式 (3.7) として与えられる．

$$y_e = C_e x_e \quad (\because x_e \equiv x_m - x) \quad (3.4)$$

$$\dot{x}_m = A_m x_m + B_m r \quad (3.5)$$

$$PA_m + A_m^T P = -Q \quad (3.6)$$

$$C_e = P \quad (3.7)$$

C_e :線形補償要素, A_m : 規範モデルのシステム行列, B_m : 規範モデルの入力行列, x_m : 規範モデルの状態ベクトル, である.

3.2.2 MCS による入力波同定手法

(a) 規範モデルの簡略化

前節で示したように, 実際の制御対象に対する制御入力, 規範入力とそれに乗算する比例ゲインが不可欠であるが, これらの要素は規範モデルという制御対象の線形モデルによって決定される. つまり, MCS では, ロバスト制御や線形制御理論と同じく, 制御対象の動特性が必要となる. 本節において, MCS によるアルゴリズムに基づきながらも, 制御対象の動特性を一切必要としない制御手法を提案する.

MCS においては規範モデル (線形システム) を用いることを前提としており, 規範モデルに目標応答を実現するための入力波に比例ゲインを乗算することによって実際の制御対象への制御入力決定される. また, 比例ゲインを構成する線形補償要素 C_e を決定するためには, 規範モデルのシステム行列に基づくリアプノフの方程式を解かなければならない. このリアプノフ方程式を解くために任意行列 Q の設定が必要であり, これは規範モデルのシステム行列 A_m の自由度が増えるにつれて, 設定しなければならない自由度も増える. そのため, 任意行列 Q の設定が複雑になる. そこで, 本研究においては規範モデルを常に 1 であると設定することによって, MCS によるコントローラの制御対象から開放する.

このように, 規範モデルを常に 1 と設定すると, システム行列も 1 になり, リアプノフ方程式の解は常に式(3.8)となる. 式(3.8)は, 設定する任意行列がリアプノフ方程式の解となることを示しており, 任意行列の設定の見通しがよくなる. 規範モデルを 1 とすることによって, 図 3.1 においては規範モデル(=1)に目標応答を実現する入力波は目標応答そのものになる. これは, これまでの MCS のアルゴリズムでは制御入力が規範モデルへの入力である規範入力に基づいていたが, 規範モデルを簡略化することによって制御入力が目標応答と再現応答によって決まることを意味している.

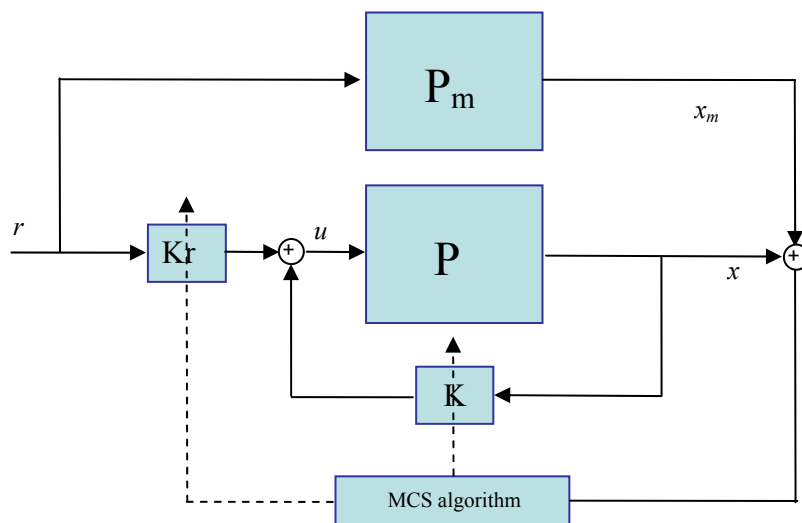


図 3.1 MCS のアルゴリズム

$$P = C_e = -\frac{Q}{2} \quad (3.8)$$

規範モデルを1とする場合において, 図3.1のブロック線図は図3.2のように変換できる. これは, 比例ゲインによって構成される部分をコントローラと考えれば, 通常のフィードバック系のブロック線図となる. 通常のフィードバック系において, 再現応答と目標応答の誤差そのものがコントローラへ入力されることを考えれば, 図3.2においても, 再現応答と目標応答の誤差がそのものを入力されるべきである. これによって, 式(3.9)のように, 線形補償要素 C_e が1になると推測できる. MCS のコントローラに相当する比例ゲイン Kr と K が再現応答と目標応答を調節することで, 式(3.10)のようにシステムへの入力波を決定する. また, これらの比例ゲインはある一定値ではなく, 式(3.3)に示されるように, 再現応答, 目標応答, 再現応答と目標応答の誤差に基づいて変化する.

$$y_e = r - y \quad (3.9)$$

$$u = Ky + K_r r \quad (3.10)$$

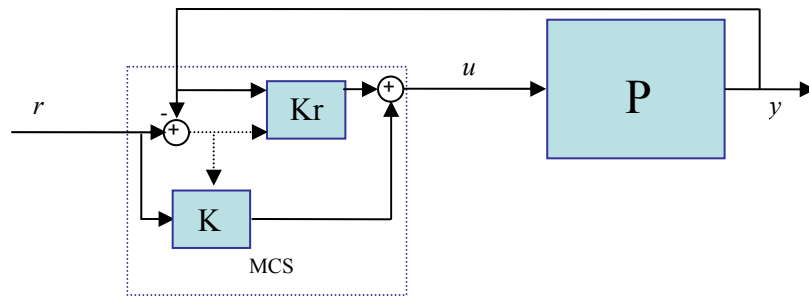


図3.2 MCSによる入力波同定アルゴリズム

(b) パラメータの設定

コントローラの設計に関して, 線形制御理論では制御対象の動特性が必要となるが, MCS では規範モデルを簡略化することによって, 制御対象の動特性の参照が不要となる. これによって, MCS のコントローラの設計には, 2つパラメータ (α と β) のみを決定することになる. 比例ゲインである Kr , K が目標応答と再現応答に乘算して入力波となることから, 精緻な入力波を同定しようとするれば, その比例ゲインを構成するパラメータ (α と β) の設定は重要である. しかし, そのパラメータの決定には, $\alpha=10\beta, 0.1\beta, 0.01\beta$ などの大まかな比とする方法が用いられてきている³⁻⁷⁾. ここでは, 比例ゲイン K と K_r を検討することによ

って、 α と β の設定方法を考察する。

式(3.3)を離散化すると、式(3.11)となる。式(3.11)では、変動に追従させるボリューム調整の大まかな位置を α が決め、その大まかな位置を基点とした変動調整を β がすることになる。また、式(3.11)では、 α と β は独立していることから、それぞれを独立に設定することで、コントローラの追従性をより高めることができる。

$$\begin{aligned} K_i &= K_{i-1} + \beta(Y_i - Y_{i-1}) + \frac{\alpha dt}{2}(Y_i + Y_{i-1}) \\ K_{ri} &= K_{ri-1} + \beta(Y_{ri} - Y_{ri-1}) + \frac{\alpha dt}{2}(Y_{ri} + Y_{ri-1}) \\ (\because Y_i &\equiv y_{ei}y_i^T, Y_{ri} \equiv y_{ei}r_i^T) \end{aligned} \quad (3.11)$$

ここでは、 α と β の設定方法に関する一例を示す。まずは、 $\beta=0$ として、 α が収斂しうる最大値 α_{\max} になるまで計算を繰り返し行い、同様に、 $\alpha=0$ として、 β が収斂しうる最大値 β_{\max} になるまで計算を繰り返し行う。ただし、この過程において、比例ゲインとなる K と Kr は自動的に調節されるが、その初期値は零に設定している。 α_{\max} と β_{\max} が決定した後に、比例ゲイン (K と Kr) の初期値 K, K_{r0} を決定する。この際には、 α と β を収斂した最大値の半分 ($\alpha_{\max}/2, \beta_{\max}/2$) に固定し、計算する過程で収斂していく K と Kr を次の計算の初期値にすることで、適切な初期値 K, K_{r0} を自動的に選択できる。

3.3 線形制御理論とロバスト制御理論

ここでは、一般的に用いられる制御手法と比較しつつ無規範モデルに基づく MCS を比較する。本論では、線形制御理論からフィードフォワード制御の逆伝達関数を用いた手法を、ロバスト制御理論からは H^∞ 法を代表させる。

3.3.1 逆伝達関数を用いた入力波同定手法

制御対象の状態方程式と出力方程式は式(3.12)のように表される。ここで、式(3.12)をラプラス変換することで、制御対象の入力から出力までの伝達関数 P は式(3.13)として表される。また、式(3.13)の伝達関数は一般に、分子多項式と分母多項式を区別して式(3.14)として表される。

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} \\ \mathbf{y} = \mathbf{Cx} + \mathbf{Du} \end{cases} \quad (3.12)$$

$$\mathbf{P}(s) = \mathbf{D} + \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} \quad (3.13)$$

$$P(s) = \frac{N_p(s)}{M_p(s)} \quad (3.14)$$

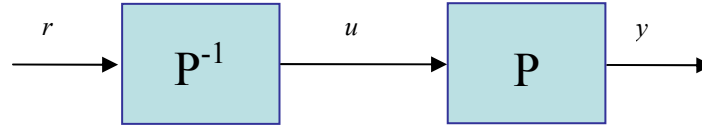


図 3.3 逆伝達関数による入力波同定

A : システム行列, B : 入力行列, C : 出力行列, D : 直達行列, x : 状態ベクトル, u : 入力ベクトル, y : 出力ベクトル, s : ラプラス演算子, である.

逆伝達関数による入力波同定手法のボード線図を図 3.3 に示す. 制御対象の入力波 u から応答 y までの伝達関数を P , その逆伝達関数 P^{-1} とする. この逆伝達関数と実験システムの伝達関数の積が 1 であることから, 逆伝達関数に再現したい応答を用いることで入力波を同定できる. しかし, 逆伝達関数は分母多項式より分子多項式が大きくなり, 高振動数帯域の応答を無限大に増幅する関数となるため, 入力波の同定ではローパスフィルタを逆伝達関数に乗算する必要がある.

3.3.2 H^∞ 法

H^∞ 法は, 実際の制御対象に存在する誤差 (不確定性) を陽に想定することで, ロバストなコントローラを設計する手法である³⁻⁸⁾. 建築構造分野においては, 各種のアクティブ制御^{3-9,10)}や設計^{3-11,12)}に応用されている. ここでは, H^∞ 法を入力波同定手法に用いる場合に, そのコントローラの設計について概説する.

モデル化誤差を含む制御対象には, 図 3.4 のようなフィードバック系に対して, 目標値追従性とロバスト安定性を確保することが必要である. 目標値への追従性を高めるには感度関数 S を小さくすること, システムの変動に対するロバスト性を高めるためには Q 感度関数と相補感度関数 T を小さくする必要がある. これらの条件は, 重み関数 (W_1, W_2, W_3) を用いて, 式(3.15), 式(3.16), 式(3.17)によって表現される. 重み関数がない場合には, 上記の条件を満足しないことが示されている³⁻¹⁰⁾ことから, 重み関数によって条件を緩和させている. ただし, これらの重み関数は, 追従性や安定性を確保する振動数領域を限定する効果を持っている. 感度関数 S は目標値に対する誤差の伝達関数 $TF_{r \rightarrow e}$ として式(3.18)に, Q 感度関数は目標値に対する入力の伝達関数として式(3.19)に, 相補感度関数 T は目標値に対する再現される応答値の伝達関数 $TF_{r \rightarrow y}$ として式(3.20)に与えられる. 感度関数 S は目標値追従性を, Q 感度関数は加法的誤差に対するロバスト性を, 相補感度関数 T は乗法的誤差に対するロバスト性を示す指標となっている. また, 感度関数と Q 感度関数と相補感度関数はトレードオフの関係にある. そのため, 式(3.15), 式(3.16), 式(3.17)を同時に満たす解

を直接得ることは難しく，その十分条件である式(3.21)を満たす解を探すことになる．このような条件を満足するコントローラを設計することを，混合感度問題と呼ぶ．

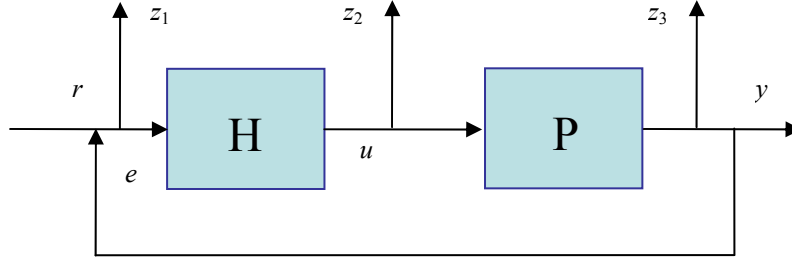


図 3.4 フィードバックループ

$$\|W_1(s) \cdot S(s)\|_{\infty} \leq 1 \quad (3.15)$$

$$\|W_2(s) \cdot Q(s)\|_{\infty} \leq 1 \quad (3.16)$$

$$\|W_3(s) \cdot T(s)\|_{\infty} \leq 1 \quad (3.17)$$

$$TF_{r \rightarrow e} = S(s) = \frac{1}{1 + H(s)P(s)} \quad (3.18)$$

$$TF_{r \rightarrow u} = Q(s) = \frac{H(s)}{1 + H(s)P(s)} \quad (3.19)$$

$$TF_{r \rightarrow y} = T(s) = \frac{H(s)P(s)}{1 + H(s)P(s)} \quad (3.20)$$

$$\left\| \begin{bmatrix} W_1(s) \cdot S(s) \\ W_2(s) \cdot Q(s) \\ W_3(s) \cdot T(s) \end{bmatrix} \right\|_{\infty} \leq 1 \quad (3.21)$$

S :感度関数, Q : Q 感度関数, T :相補感度関数, W_1 :感度関数の重み関数, W_2 : Q 感度関数の重み関数, W_3 :相補感度関数の重み関数, である．

H^{∞} 法では，モデル化誤差などを含めて制御対象とするため，その拡大系として図 3.5 のような一般化プラントが用いられる．この一般化プラントに対するコントローラの具体的な設計方法は，一般化プラントの閉ループ伝達関数 $TF_{r \rightarrow z}$ に対して式(3.22)を満足させることである．このとき，図 3.5 から式(3.23)が成り立ち，一般化プラント G は式(3.24)として現される．式(3.24)を式(3.23)に用いることで，閉ループの伝達関数 $TF_{r \rightarrow z}$ は式(3.25)として表され，その状態空間表現は式(3.26)となる．

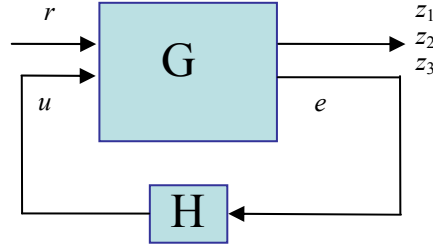


図 3.5 一般化プラント

$$\|TF_{r \rightarrow z}\|_{\infty} < \gamma \quad (3.22)$$

$$\begin{Bmatrix} z \\ e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} W_1 e \\ W_2 u \\ W_3 y \\ e \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} W_1 & -W_1 P \\ 0 & W_2 \\ 0 & W_3 P \\ 1 & -P \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} r \\ u \end{Bmatrix} \quad (3.23)$$

$$G = \begin{bmatrix} W_1 & -W_1 P \\ 0 & W_2 \\ 0 & W_3 P \\ 1 & -P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

$$TF_{r \rightarrow z} = G_{11} + G_{12} H (I - G_{22} H)^{-1} G_{21} \quad (3.25)$$

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B_1 r + B_2 u \\ z = C_1 x + D_{11} r + D_{12} u \\ e = C_2 x + D_{21} r + D_{22} u \end{cases} \quad (3.26)$$

x :状態ベクトル, z :制御ベクトル, r :外部入力ベクトル, u :制御入力ベクトル, y :出力ベクトルである.

H^∞ 法でコントローラを設計する場合は, 式(3.26)を解くことになる. その解法はいくつか提案されており, 2つのリカッチ方程式を解く DGKF 法³⁻¹³⁾が広く使われている. これらの解法によって得られる閉ループ伝達関数 $TF_{r \rightarrow z}$ の最大値 γ_0 が 1 以下になるように γ イタレーションを繰り返し, γ_0 の最小値を求める問題を H^∞ 最適制御問題と呼ばれる.

3.4 線形システムへの適用

ここでは, 逆伝達関数と H^∞ 法と無規範モデル化した MCS による入力波同定手法を線形システムに用いることで, 各手法による入力波同定の有効性を検証する.

入力波同定に用いる目標応答は線形システムに地震動を入力することで得られる加速度応答とする. つまり, この入力波同定によって, 地震応答解析に用いた入力波と等しい波

形が得られれば、その手法の有効性が示される。

再現された応答や同定された入力波の誤差を定量的に評価するため、式(3.27)の指標を用いる。この式は、目標値と再現値の差を雑音、目標値を実際の信号とみなし、信号（目標値）の分散に対する雑音（目標値と再現値との差）の分散の比をとったものであり、いわゆる SN 比の逆数になっている。

$$Er = \frac{\sum (S_{rep} - S_{tar})^2}{\sum S_{tar}^2} \times 100 \quad (3.27)$$

Er ：再現誤差， S_{tar} ：目標値のフーリエ振幅スペクトル， S_{rep} ：再現値のフーリエ振幅スペクトル，である。

3.4.1 線形システムと目標応答

線形システムとして、図 3.6 に示す 1 質点系モデルに固有振動数:1Hz，減衰:3%を想定する。この線形システムの入力に対する応答加速度の伝達関数は式(3.13)から式(3.28)として与えられ、これを図示すると図 3.7 となる。

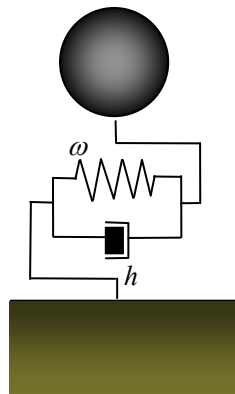


図 3.6 1 質点系モデル

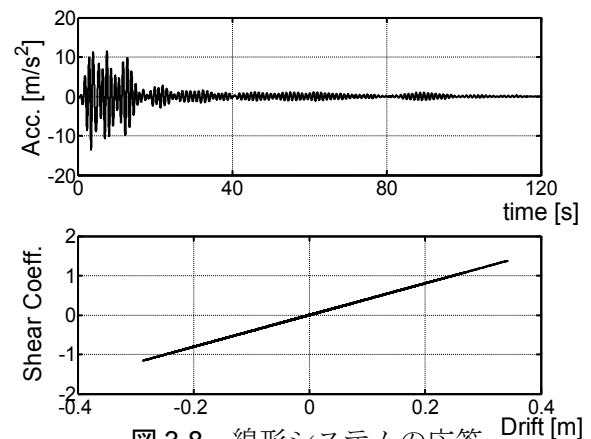


図 3.8 線形システムの応答

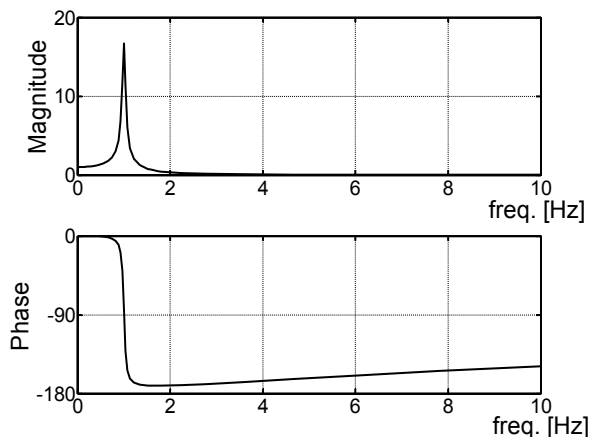


図 3.7 線形システムの伝達関数

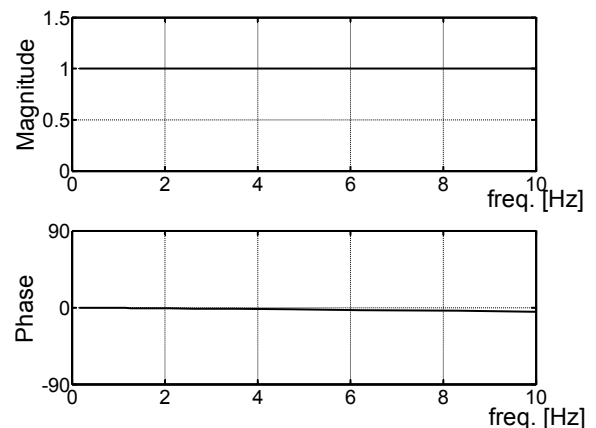


図 3.9 閉ループの伝達関数

$$TF(s) = \frac{2h\omega s + \omega^2}{s^2 + 2h\omega s + \omega^2} \quad (3.28)$$

線形システムには、兵庫県南部地震で観測された JR 鷹取波 NS 成分を、サンプリング周波数を 400Hz として入力する。この線形システムの加速度応答は図 3.8(a)となる。図 3.8(b)はせん断力と変形の関係を示しており、弾性応答となっている。

3.4.2 コントローラの設計

線形システムの目標応答から入力波を同定するため、各手法（逆伝達関数、 H^∞ 法、MCS）に対するコントローラを設計する。

逆伝達関数をコントローラとする場合に、式(3.28)の 1 質点系の伝達関数から逆伝達関数を導出する。ただし、逆伝達関数は分母多項式より分子多項式が大きくなり、高周波数帯域の応答を無限大に増幅する関数となるため、入力波の同定ではローパスフィルタを逆伝達関数に乗算する必要がある。ここでは、10Hz 以上を対象とした 5 次のバターワースフィルタを用いる。

H^∞ 法に対しては、式(3.9)の閉ループ $TF_{r \rightarrow y}$ が当該周波数帯（ここでは、線形システムの固有振動数 1Hz 近傍）において、そのゲインが 1 になるように、重み関数を配置する。多数回の試行錯誤を重ねた上、重み関数として $W_1=[1 \ 10000; 10 \ 1]$, $W_2=[1 \ 10; 3000 \ 1]$, $W_3=[0 \ 0; 0 \ 0]$ を設定する。この重み関数を用いて H^∞ 最適制御問題を解くと、 $\gamma=0.1$ になり、閉ループ伝達関数 $TF_{r \rightarrow y}$ は図 3.9 となる。閉ループ伝達関数のゲインに関して、10Hz 程度までは 1 近傍を保持していることから、適切なコントローラを設計することができている。MCS のコントローラに対しては、前節のパラメータの設定方法に従い、 $\alpha=2500$, $\beta=3$, $K_0=-300$, $K_{r0}=300$ に設定する。

3.4.3 目標応答の再現と入力波同定

ここでは、図 3.8(a)の加速度応答を前述の線形システムに再現する入力波を求める。4.1 の弾性解析に用いた入力波（鷹取波）に近い入力波を同定できれば、再現性が高いことを意味する。

各種のコントローラ（逆伝達関数、 H^∞ 法、MCS）から同定される線形システムに目標応答を実現する入力波を図 3.10 に示す。ただし、MCS によるコントローラには高振動数成分を除去するためのフィルタが備わっていないことから、高振動数成分をカットするために、逆伝達関数のコントローラに用いたローパスフィルタを用いている。

図 3.10 では、各種の方法（逆伝達関数、 H^∞ 法、MCS）から同定された入力波は、もともとの入力波とほぼ等しい波形となっている。このことから、MCS は線形システムに対して、その精度は逆伝達関数を用いる手法や H^∞ 法と同程度に入力波を同定することができる。

各制御手法で同定された入力とそれらの入力によって再現された応答のフーリエ振幅ス

ペクトルを図 3.11 に示す. このフーリエ振幅スペクトルから, 各再現応答の目標応答との誤差, 同定された入力波と元々の入力波との誤差を表 3.1 に示す. このときの再現性を評価する振動数帯域はフィルタの設定に用いた 10Hz を上限としている.

表 3.1 線形システムに対する再現応答誤差と同定入力誤差

制御手法	逆伝達関数	H^∞	MCS
同定入力誤差	0.01%	0.05%	0.06%
再現応答誤差	0.00%	0.24%	0.00%

逆伝達関数を用いる手法では, 制御対象の動特性がそのコントローラの性能を規定していることから, 同定入力誤差は 0.01% という極めて小さいものとなっている. 同様に, 制御対象の動特性に基づいてコントローラを設計する H^∞ 法では, 逆伝達関数ほどではないが, 同定入力誤差が 0.05% 程度に留まる.

一方, MCS の同定入力誤差は 0.06% であり, MCS によるコントローラは, 制御対象の動特性に関する情報を必要としないにも関わらず, 逆伝達関数を用いた手法と遜色ない結果を示している. これは, MCS による加振同定手法は, 線形システムに対しては, 線形制御手法と同等の性能を有していることを示している.

再現応答誤差に関しては, 逆伝達関数や MCS の手法においては 0.0% 以下となっており, 高い再現性を示している. これは, 線形システムが 1Hz をピークに, それ以上の高振動数成分をカットするフィルタとして機能していることに起因する. つまり, 逆伝達関数と MCS による同定入力誤差は 1Hz 以上の高振動数に基づいているため, 応答に対する再現性に関しては, 5Hz 以上の高振動数で生じる誤差の影響は相対的に小さくなる. これに対して, H^∞ 法の再現応答誤差が他 2 つの手法に比べて高くなっている. これは, H^∞ 法によって同定さ

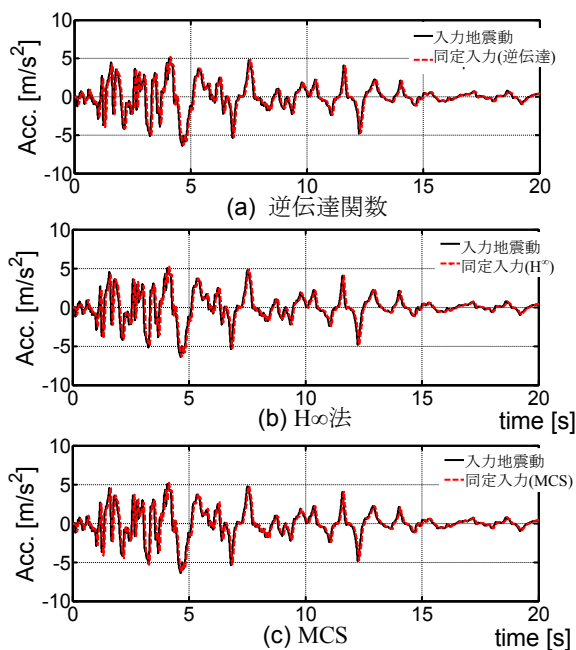


図 3.10 線形システムからの同定入力波

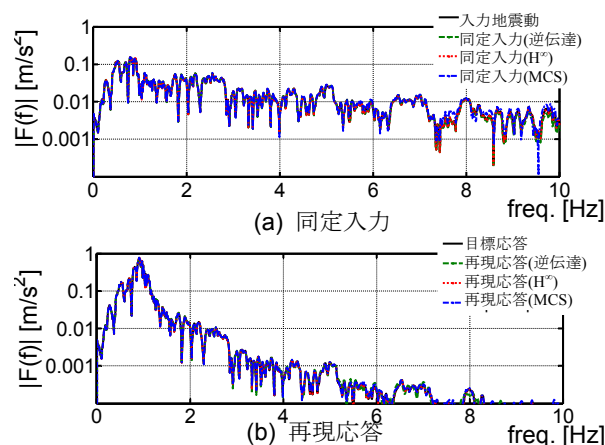


図 3.11 フーリエ振幅スペクトル

れた入力波の同定入力誤差(0.05%)はシステムの固有振動（1Hz）近傍に基づいているため、再現された応答の誤差も増幅され、相対的に大きくなっている。

3.5 非線形システムへの適用

伝達関数を用いた手法や H^∞ 法と対比しつつ、非線形1質点系システムに応用することで、無規範モデル化したMCSの有効性を検証する。

入力波同定に用いる目標応答は、非線形システムに地震動を入力することで得られる加速度応答とする。また、再現された応答と同定された入力波の再現性は式(3.27)によって定量的に評価する。

3.5.1 非線形システムと目標応答

非線形システムとして、前述の線形システムに対して塑性化する履歴を与える。つまり、この非線形システムに対しては、基本的には線形システムと同じ動特性（固有振動数:1Hz, 減衰:3%）を想定する。非線形性として、図 3.12 のバイリニア型の履歴特性を想定し、ベースシア係数を 0.3 に、降伏後の剛性低下率を初期剛性の 0.1 とする。この非線形システムに対して鷹取 NS 波を入力すると、その加速度応答は図 3.13(a)となる。図 3.13(b)はせん断力と変形の関係を示しており、バイリニアの形状を示していることから、その質点系は断塑性応答となっている。

3.5.2 コントローラ的设计

非線形システムに対する入力波同定では、逆伝達関数と H^∞ 法と無規範モデル化したMCSによる3つの手法によって検討する。これら3種類の手法に関してコントローラを設計する。

逆伝達関数をコントローラとする場合に、式(3.28)の1質点系の伝達関数から逆伝達関数を導出する。ただし、逆伝達関数は分母多項式より分子多項式が大きくなり、高周波数帯域の応答を無限大に増幅する関数となるため、入力波の同定ではローパスフィルタを逆伝達関数に乗算する必要がある。ここでは、5Hz以上を対象とした2次のバターワースフィル

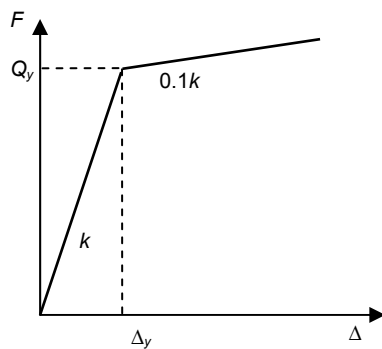


図 3.12 非線形システムの骨格曲線

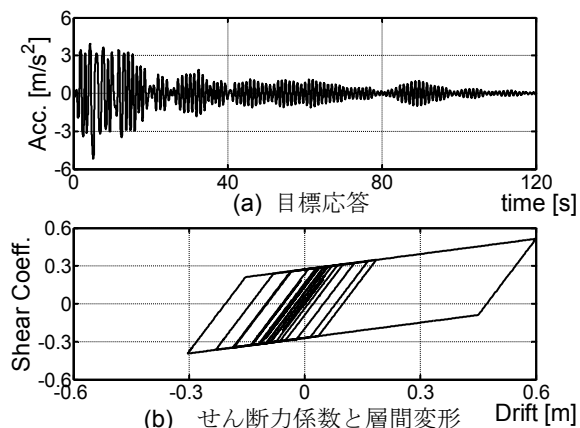


図 3.13 非線形システムの応答

タを用いる。H[∞]法に関しては、非線形システムの線形領域においては 3.4 で想定した線形システムと同じ動特性を持つことから、非線形システムに対してもそのコントローラをそのまま用いることにする。MCS のコントローラに対しては、3.2(b)のパラメータの設定方法に従い、 $\alpha=9000$ 、 $\beta=26$ 、 $K_0=-135$ 、 $Kr_0=135$ に設定する。

3.5.3 目標応答の再現と入力波同定

図 3.13(a)の加速度応答を目標応答とし、前述の非線形システムに再現する入力波同定を実施する。逆伝達関数、H[∞]法、MCS によって同定された各入力波を図 3.14 に示す。ただし、H[∞]法と MCS によって同定された入力波には、逆伝達関数のコントローラの設計に用いた 10Hz 以上の振動数成分をカットするローパスフィルタを適用している。また、各同定入力波とそれぞれの入力波によって再現された応答のフーリエ振幅スペクトルを図 3.15 に示す。また、再現応答誤差と同定入力誤差を表 3.2 に示す。

図 3.14(a)の逆伝達関数をコントローラとする場合に同定された入力波は 10m/s^2 を大きく上回るほどの大きな加速度が生成されている。これは、目標応答が非線形システムに基づいて得られているが、逆伝達関数による手法はシステムの非線形性を考慮することができていない。そのため、目標応答に含まれている非線形性に起因する波形を無理に生成しようとしているため、 10m/s^2 を大きく上回るほどの大きな加速度が生じてしまっている。図 3.14 (b)の H[∞]法によって同定された入力波には各振幅の最大点近傍にパルス状の波形が確認でき、もともとの地震動よりも最大値を過大評価する傾向がある。これは逆伝達関数によって同定された入力波にも見られ、コントローラが制御対象の非線形性に追従できていないことを示すものである。H[∞]法による同定入力波は逆伝達関数による同定入力波よりも地震動に近い波形を同定しているが、パルス状の波形が含まれていることから制御対象の非線形特性に完全に追従しているとはいえない。図 3.14 (c)の MCS によって同定された入力波は、

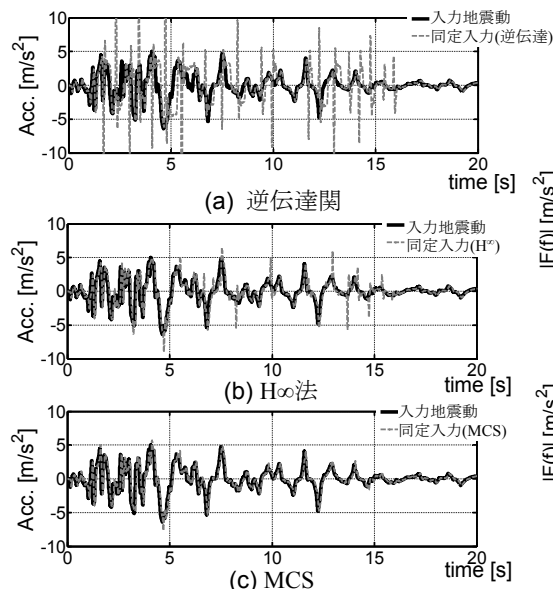


図 3.14 非線形システムからの同定入力波

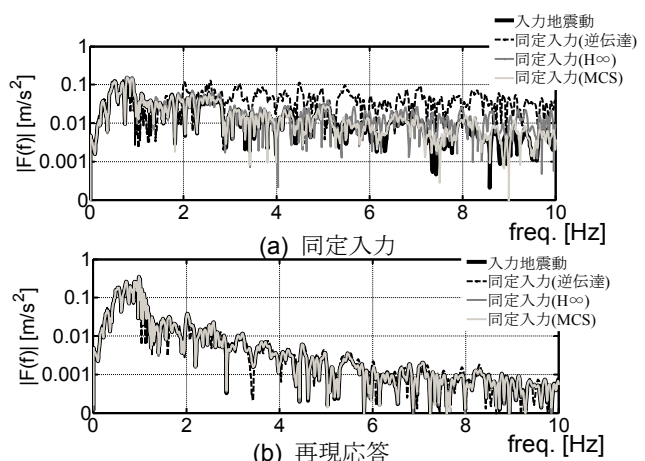


図 3.15 フーリエ振幅スペクトル

もとの地震動とほぼ等しい波形になっており、逆伝達関数や H^∞ 法によって同定された入力波に確認されるパルス状の波形も生じていない。このことから無規範モデル化した MCS は制御対象の非線形性に高い追従性を有している。

表 3.2 非線形システムに対する再現応答誤差と同定入力誤差

制御手法	逆伝達関数	H^∞	MCS
同定入力誤差	156.78%	6.79%	0.30 %
再現応答誤差	9.06%	0.01%	0.00%

図 3.15(a)では各手法によって同定された入力波のフーリエ振幅スペクトルを示している。逆伝達関数による同定入力波では、図 3.14(a)に示したようにパルス状の高振動数成分が含まれており、フーリエ振幅スペクトルにおいても高振動数成分に関して元の地震動を再現できていない。これによって、同定入力誤差が 156.78%にも達する。 H^∞ 法による同定入力波は主要な振動数領域(~4Hz 程度)においては比較的高い精度で入力波を再現できているが、5Hz 以上の高振動数成分に関しては十分に再現しきれていない。これによって、 H^∞ 法による同定入力誤差が 6.79%になる。これに対して、MCS の同定入力波は鷹取 NS 波とほぼ等しい形状を示しており、10Hz 近傍の高振動数に関しても十分に再現できており、同定入力誤差も 0.3%になる。

一方、図 3.15(b)に示す再現応答誤差のフーリエ振幅スペクトルにおいて、3 種の手法による再現応答は目標応答と比較的近い形状を示している。特に、 H^∞ 法と MCS による再現応答は、共に目標応答を十分に再現することができており、再現応答誤差は 0.0%以下である。 H^∞ 法の同定入力誤差が MCS よりも大きくなっているにもかかわらず、両者共に再現応答誤差が極めて小さくなっている。これは、 H^∞ 法による同定入力誤差が 5Hz 以上の高振動数に由来しており、再現応答ではこれらの高振動数成分が制御対象というフィルタによってカットされるため、応答においては入力ほどの誤差が生じない。これと同じく、逆伝達関数の再現応答誤差(9.06%)は同定入力誤差(156.78%)ほど高くなっていない。

3.6 非線形制御手法の実験的検証

本研究では Inverse Dynamic Compensation via Simulation (IDCS)³⁻¹⁴⁾の open-close loop にしたがって、無規範モデル化した MCS の有効性を逆伝達関数や H^∞ 法を用いた手法と対比しつつ検討する。

IDCS とは、図 3.16 のアクティブ制御を補助するために考案された手法である。図 3.16 のような純なアクティブ制御であれば、制御対象の実際の応答に即して制御入力が決まることになる。これに対して、IDCS では、数値解析において制御対象の数値解析モデルを構築し、数値解析用コントローラによってその数値解析モデルに対する制御入力を同定し、蓄積する。数値解析によって蓄積した入力波をそのまま制御力として入力する場合を図 17(a)の close-open loop と呼ばれる。数値解析モデルに対する制御入力を、実際の応答から試験用コントローラによって微調整する手法を図 3.17(b)の close-close loop と呼ぶ。

3.6.1 非線形システム

(a) 非線形システムの概要

MCS による非線形制御手法を IDCS の close-open loop にしたがって、その有効性を検証する．IDCS の close-open loop では、数値解析上で非線形モデルに対して所定の応答を実現するための入力波を同定・蓄積したあとに、その入力波を振動台へ用いる．そのため、振動台実験で実試験体に対して所定の応答を高精度に再現しようと思えば、数値解析における試験体の数値解析モデルが正確でなければならない．はじめに、実験に用いる試験体の数値解析モデルを正確に構築することを試みる．

非線形システムは図 3.18 に示すように、積層ゴム支承と質量によって振動系を実現し、接触要素によって非線形性を付与する．この接触要素は、ある層間変形以上になると上部の鋼製フレームに剛接された鋼棒が下部の鋼製フレームに取り付けられているゴム（材：ウレタン、硬度:70）に接触する．これによってある変形以上になるとゴムによる接触によって抵抗力が増大し、ハードニングのような非線形性を実現する．この非線形システムでは、接触するまでの距離を 10mm に設定している．実際の非線形システムの全景を図 3.19 に示す．

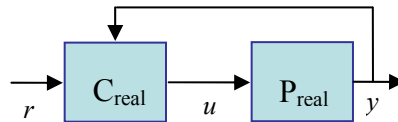


図 3.16 アクティブ制御

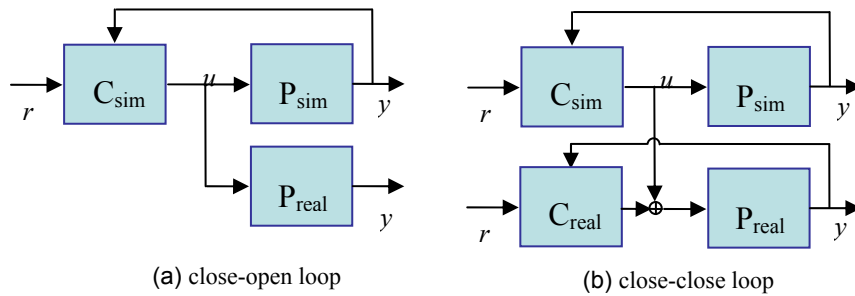


図 3.17 Inverse Dynamic Compensation via

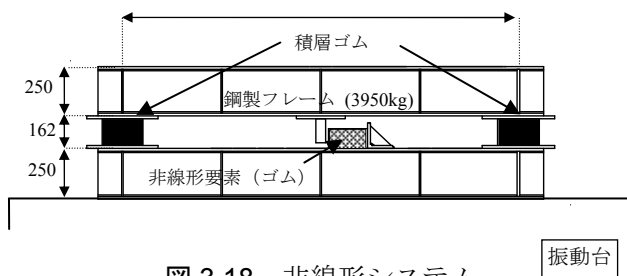


図 3.18 非線形システム



図 3.19 非線形システムの写真

(b) 非線形システムの線形部分に対するモデリング

非線形システムは図 3.18 に示すように、積層ゴム支承と質量と非線形要素である接触要素を組み込むことによって実現する．この非線形要素が機能しなければ、非線形システムは線形の挙動を示すため、線形領域における動特性を把握するため、システム同定と正弦波加振による振動台実験を実施した．

線形システムの動特性（固有振動数・減衰）を把握するため、図 3.20 のランダム波（サンプリング周波数：1000Hz，継続時間 180 秒）によってシステム同定を行った．各ランダム波に対して、最大加速度が 1m/s^2 、 3m/s^2 、 5m/s^2 になるように調節して、振動台への入力とした．このシステム同定の結果を表 3.6 に示す．表 3.6 においては、入力波振幅が大きくなるにつれて線形システムの固有振動数が低下する傾向があるが、概ね 1.8Hz 程度である．

表 3.6 システム同定

入力振幅 [m/s^2]	1.00	3.00	5.00
振動数 [Hz]	1.95	1.89	1.83
減衰定数 [%]	4.0%	4.5%	4.5%

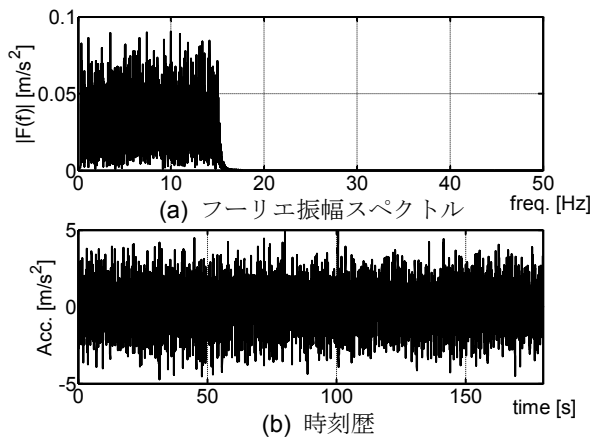


図 3.20 ランダム波



図 3.22 非線形システム

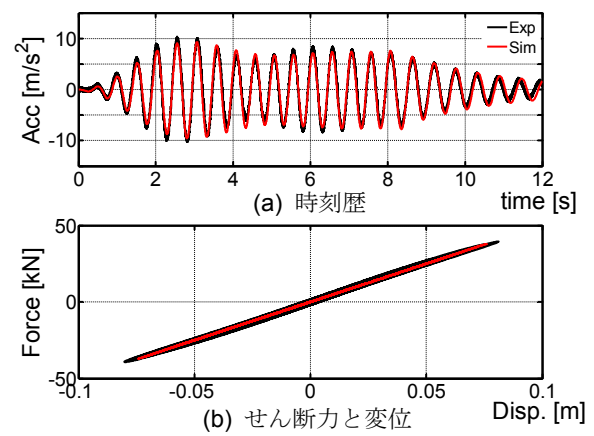


図 3.21 線形システムの応答

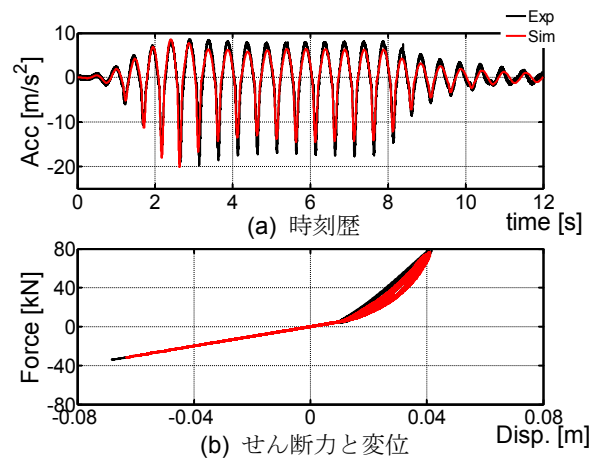


図 3.23 非線形システムの応答

この線形システムに対して2Hzの正弦波を振幅 2.5m/s^2 で入力した実験結果を図3.21に示す。また、システム同定で得られた諸元を元に構築した1質点系の数値解析モデル（質量：3985kg、剛性：500kN/m、減衰:3.5%）に、実験時に振動台上で計測された加速度を入力した結果も合わせて示している。図3.21(a)の時刻歴応答加速度と図3.21(b)のせん断力と変形量の関係から、試験体の線形領域においては数値解析モデルが高い精度に模擬できていることを示している。

(c) 非線形システムの数値解析モデル

安定した非線形システムを実現するために接触要素として、図3.22に示すウレタン（高度70）のゴムを用いる。この接触要素を有する非線形システムに対して、2Hzの正弦波を振幅 2.5m/s^2 で入力した実験結果を図3.23に示す。接触による非線形特性を数値解析によって模擬するために、既往の研究³⁻¹⁵⁾で用いられるモデルを用いる。

このモデルでは、接触力は弾性復元力と減衰力の和として式(3.29)となる。弾性復元力にはHertzの接触理論を、減衰力に等価粘性減衰力を想定して、バネ変形量 z は接触するまでの距離 g_p とシステムの変位量によって表現される。式(3.29)が示すように、この接触力は変形量が大きくなるほどバネ剛性も大きくなるため、減衰係数を支配する ω_n は線形バネのように簡易に求めることができない。これに関して、既往の研究⁴⁻¹⁶⁾ではエネルギー論的検討から式(3.30)を用いることが提案されている。

$$F_p = k_e z + c_e \dot{z} = K |z|^{1/2} z + c_e \dot{z} \quad (\because z = x - g_p) \quad (3.29)$$

$$K = \frac{4\sqrt{R}}{3} \left(\frac{1-\rho_1}{E_1} + \frac{1-\rho_2}{E_2} \right)^{-1} \quad (3.29a)$$

$$c_e = \frac{2k_e h_e}{\omega_n} = \frac{2K |z|^{1/2} h_e}{\omega_n} \quad \left(\because h_e = -\frac{\ln r}{\sqrt{(\ln r)^2 + \pi^2}} \right)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{4K}{5m} \left\{ \frac{5mv_0^2 (1+r^2)}{8K} \right\}^{1/5}} \quad (3.30)$$

F_p :接触力, k_e :接触バネ剛性, c_e :接触バネ減衰係数, x :システムの変位, g_p :初期衝突距離, R :接触物体を球とした場合の半径, ρ :ポアソン比 E :ヤング係数, h_e :等価減衰定数, r :反発係数, ω_n :接触固有振動数である。

本研究では、この接触モデルを用いることによって非線形システムの非線形特性をモデル化する。接触部分の鋼材のポアソン比とヤング係数については、 $\rho_1=0.3$, $E_1=2.05 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ に、もう一方のゴムのポアソン比とヤング係数については、 $\rho_2=0.3$, $E_2=10 \text{ N/mm}^2$ に設定す

る。また、このモデルでは、接触物体を球とした場合の半径 R を用いなければならないため、試験体全体を鋼球に置き換えてその質量である 3850kg から等価な球の半径を用いる。これによって、等価な球の半径 R は 0.49m となる。また、接触中における減衰は反発係数として付与することが前提となっているため、ここでは反発係数 $r=0.8$ とする。

先の実験の振動台上で計測された加速度を上記の非線形要素を持つ数値解析モデルに入力した数値解析結果を図 3.23 に併せて示す。図 3.23(a)の数値解析と実験結果の時刻歴応答加速度では、数値解析結果が実験結果よりも若干過小評価する傾向があるが、概ね実験結果を再現することができている。図 3.23(b)の層間変形とせん断力の関係においては、数値解析結果が実験結果と良い対応を示している。

3.6.2 非線形制御実験の数値解析部分

各手法に基づいて上記の非線形システムに対して所定の応答を実験的に実現する。目標応答は振幅 10.0m/s^2 の 1.8Hz 正弦波である。

(a) 逆伝達関数

逆伝達関数をコントローラとする場合に、制御対象の伝達関数に基づいて決めることになる。ここでは、制御対象が非線形性を有するが、制御対象を線形領域における伝達関数を用いる。つまり、システム同定から制御対象の線形領域においては質量：3950kg、剛性：500kN/m、減衰：3.5%である。この物理量から伝達関数を導出し、この伝達関数の逆数にバターワースのローパスフィルタ（3 次、5Hz）を用いることによって、逆伝達関数のコントローラとする。これによって得られる制御入力を図 3.24(a)に、この制御入力を入力することによって得られる再現応答を図 3.24 (b)に、数値解析における非線形システムの履歴特性を図 3.24(c)に示す。

逆伝達関数においては、制御対象を線形としてみなした場合に相当する。そのため、目標応答が正弦波となっており、図 3.24 (a)において同定された入力波も正弦波になっている。この同定された入力波を非線形システムに入力すると、図 3.24(b)のようになり、目標とする振幅(10.0m/s^2)の半分にも達していない。これは、同定された入力波は非線形システムが有する図 3.24(c)の非線形性を考慮しない線形モデルに基づいているため、このような目標応答と再現応答の差が生じている。この数値解析における目標応答と再現応答との再現応答誤差は 250.01%にも達する。

(b) H^∞ 法

H^∞ 法において高精度な制御を実現するためには、重み関数を適切に設定しなければならない。制御対象の動特性を 3.5.1(a)で用いた数値解析モデルから得られる伝達関数を用いる。この伝達関数から一般化プラントを構築し、重み関数として 3.4.2 で用いた $W_1=[1 \ 10000;10 \ 1]$, $W_2=[1 \ 10;3000 \ 1]$, $W_3=[0 \ 0;0 \ 0]$ を利用する。

H^∞ 法のコントローラとしては、数値解析で同定された入力波は数百 Hz までの高振動数成分を含み、最大加速度が 300 m/s^2 にも達し、振動台限界を大幅に超えている。逆伝達関数に用いたと同様に、バターワースのローパスフィルタ（3 次、5Hz）を用いて、振動台への現実的な入力波とするためのフィルタリングを施した。これによって同定された入力波は図 3.25(a)となる。この同定された入力波による非線形システムの再現応答は図 3.25 (b)となり、このときの履歴特性は図 3.25 (c)となる。図 3.25 (a)の逆伝達関数による同定入力波が目標応答と等しい正弦波状の入力波になっていることに対して、図 3.25 (a)は逆伝達関数による入力波の形状も振幅も大きく異なる。図 3.25 (c)が示すように、制御対象は非線形性を有しているが、図 3.25 (b)の再現応答は目標応答とほぼ等しい形状を示している。また、再現応答と目標応答によって位相差が生じているのは、同定された入力波にフィルタリングを施しているため、そのフィルタリングによって位相差が生じている。 H^∞ 法によって同定された入力波による再現応答誤差は 2.4%である。

(c) 無規範モデル化した MCS

無規範モデル化した MCS によって非線形システムに対して目標応答を再現する。MCS に用いるパラメータ(α, β, K, K_r)は 2.2(b)に示した手法に従って、 $\alpha=10, \beta=25, K=-10, K_r=10$ とする。数値解析で同定された入力波は数百 Hz までの高振動数成分を含み、最大加速度が

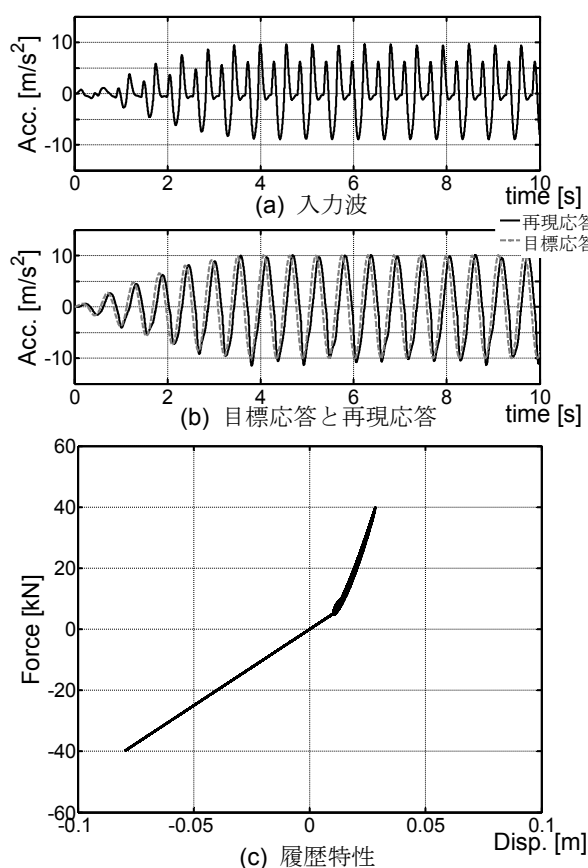


図 3.26 MCS の数値解析

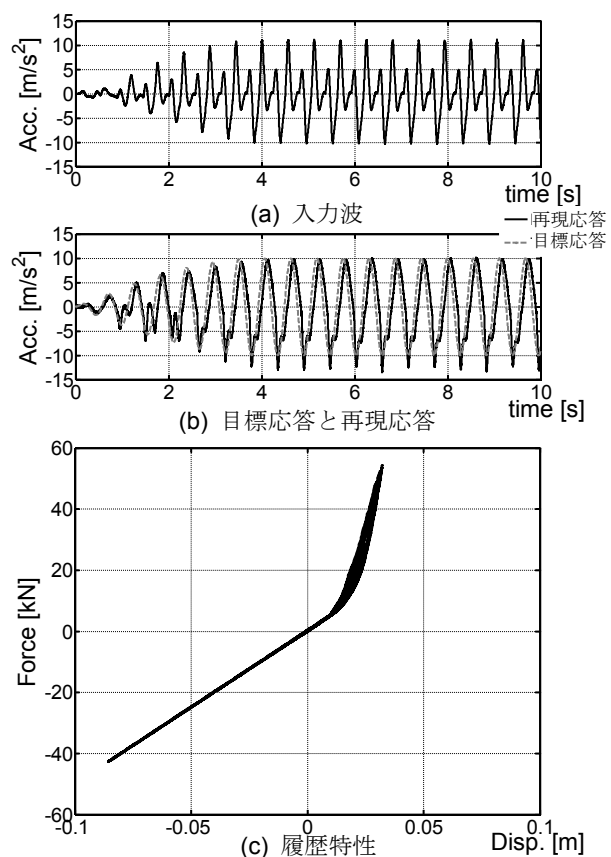


図 3.27 MCS の実験結果

150m/s²にも達し、振動台限界を大幅に超えてしまう．逆伝達関数を用いる手法や H[∞]法に用いたバターワースのローパスフィルタ（3 次，5Hz）によって，振動台への現実的な入力波とするためのフィルタリングを施した．フィルタリングを施した同定入力波を図 3.26(a)に，その入力波によって再現された非線形システムの再現応答を図 3.26 (b)に，その履歴を図 3.26 (c)に示す．

図 3.26 (a)において最大振幅が 9.6 m/s²というように，H[∞]法によって同定された入力波とは多少の差異が生じているものの，同じような形状を示している．この MCS による同定入力による再現応答は図 3.26 (b)となり，再現応答誤差は 1.70%であることから，再現応答は目標応答を十分に再現できている．また，MCS による再現応答も目標応答との位相差が生じているが，これもフィルタリングに起因にしている．

3.6.3 無規範モデルに基づく MCS による非線形制御実験

3.6.2 における数値解析的検討を通して，逆伝達関数では再現応答誤差が 250%にも達し，H[∞]法と MCS においては再現応答誤差が 2%程度でありほぼ等しい．実際の実験においても両手法は同等の再現性を示したことから，ここでは MCS によって同定された入力波による実験結果を紹介する．

上記の加振入力波を用いた振動台実験の結果を図 3.27 に示す．図 3.27 (a)は振動台上で計

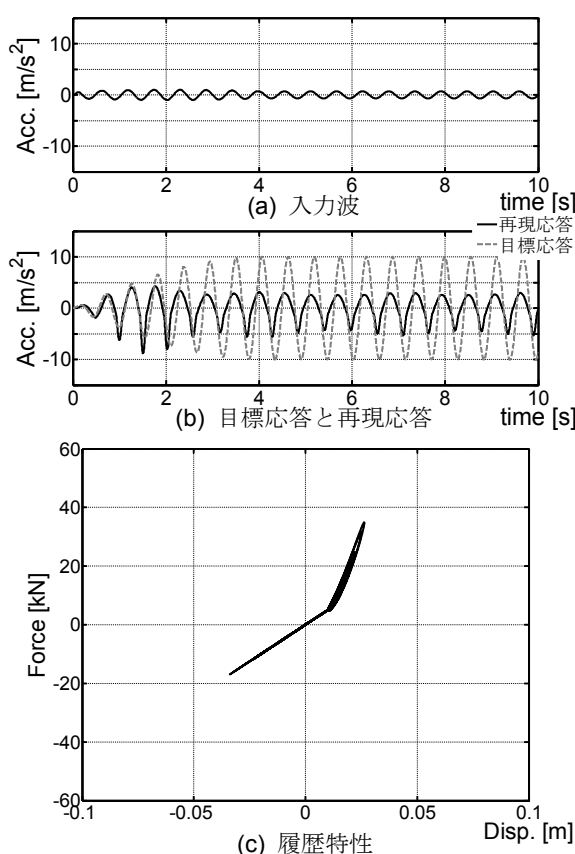


図 3.24 逆伝達関数の数値解析

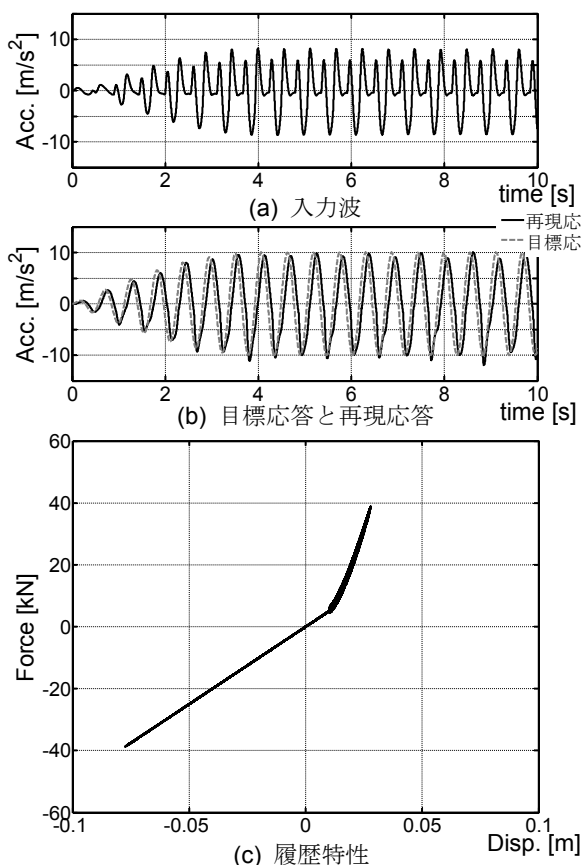


図 3.25 H[∞]法の数値解析

測された加速度であり，実際の非線形システムに対して入力された加速度である．これによって再現された応答は図 3.27(b)であり，振幅の負領域において再現された応答が目標応答を多少超えているという特徴があるものの，全体的な波形は目標応答を比較的忠実に再現できている．この実験による再現応答誤差は 7.5%である．層せん断力と層間変形は図 3.27 (c)となり，非線形的特徴を示している．このことから，MCS によって同定された入力波は非線形システムに対しても所定の応答を実現できることが示された．

再現された応答と目標応答の誤差は，主に，振動台入力の誤差，数値解析モデルと実試験体のモデリングの誤差によって生じている．さらなる制御精度の向上は，数値解析におけるモデリングの高度化も一つであるが，図 3.16 の IDCS の close-close loop を用いることによって再現応答誤差を大きく低減できる．

3.7 MCS による多層非線形構造物への入力波同定手法

これまでに無規範モデル化した MCS を応用した 1 質点系の非線形システムへの入力波同定を実施し，その手法の有効性を検証している．ここでは，非線形多質点システムを対象として，規範モデル化した MCS を応用した入力波同定手法有効性について検討する．

制御対象が十分に線形とみなせる場合には，制御対象が多質点系だとしてもその動特性は伝達関数によって表現され，線形制御理論を応用することによって所定の応答を実現することは比較的容易である．実際に，2 章で展開した大振幅応答を実現する実験手法では，制御対象がほぼ線形としてみなすことができたために，高い精度で長周期地震動を受ける超高層建物床応答を再現することができた．例えば，大振幅応答を実現する実験手法において，増幅システム上に簡単に塑性化するような構造物が載った場合には，制御対象が非線形性を伴うことになる．このような場合には，一般的に使われる制御手法では構造物の非線形性によって増幅システムに所定の応答を実現できなくなってしまう．このようなことから，多質点系非線形構造物に対しても十分に追従できる制御手法が必要である．

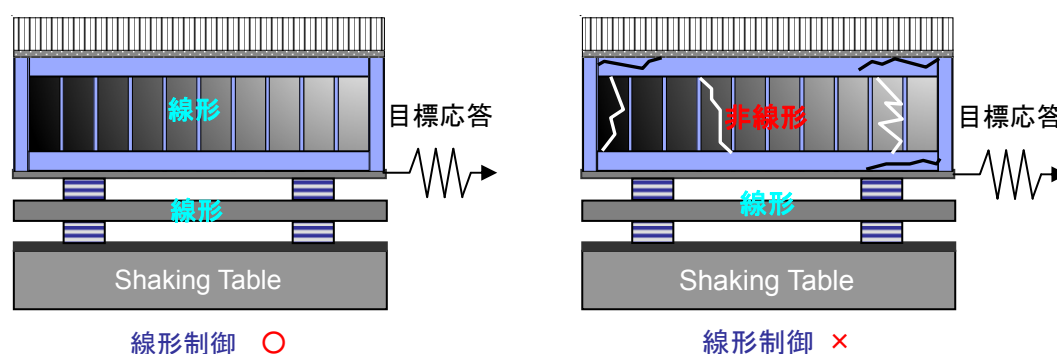


図 3.28 増幅システムを用いた多質点系の制御

制御対象が 1 質点系であれば、実現したい応答がそのままその振動系で実現したい全応答と等しくなる。しかし、制御対象が多質点構造物の場合に、図 3.28 に示すように、ある質点だけにある応答を実現したいとして、その応答が実現されたときの他の質点の応答が既知になっているわけではない。このような観点からも、多質点系構造物の制御においては参照しなければならない応答の数についても、検討を加える必要がある。このような問題に対して、提案した無規範モデル化した MCS によってその制御精度を検証するが、これまでの検討において逆伝達関数を用いた手法の制御精度が高くないことから、比較対象としては H^∞ 法のみを用いる。

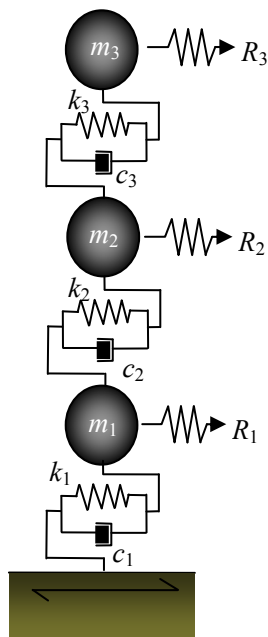


図 3.29 非線形 3 質点構造物

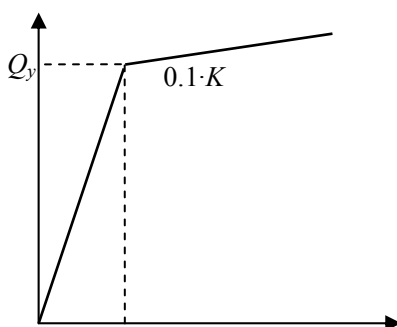


図 3.30 非線形システムの骨格曲線

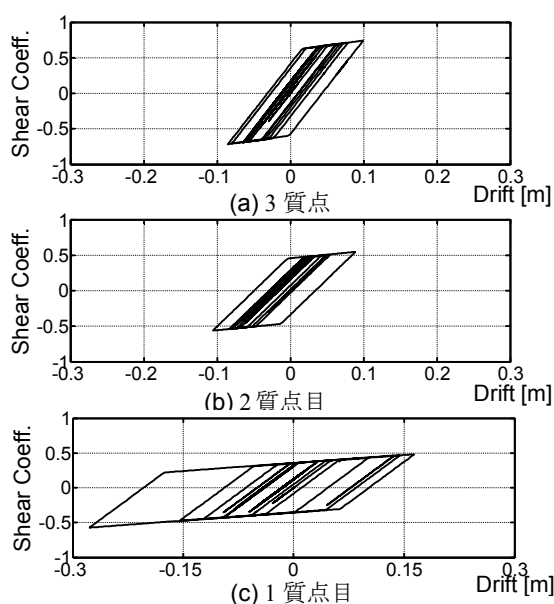


図 3.31 層間変形とせん断力係数

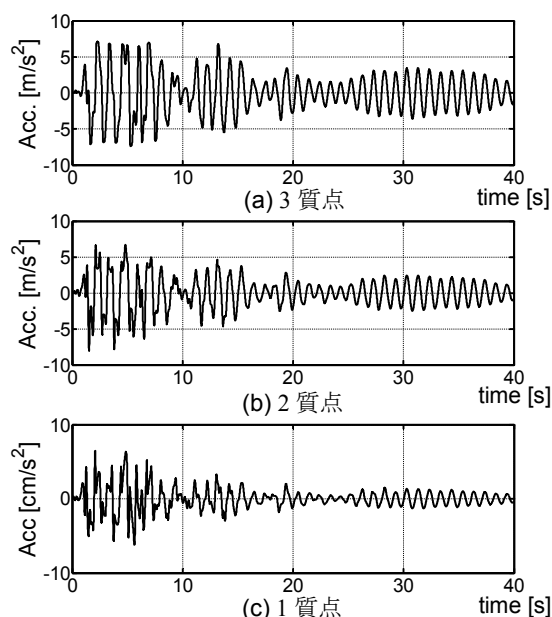


図 3.32 絶対加速度応答

3.7.1 非線形 3 層構造物の地震応答解析

非線形多質点構造物として、各層 1000kg の 3 質点系構造物を想定する。各層の剛性に関しては、1 次固有振動数が 1Hz になり、1 次モードに置ける各層の変形量が等しくなるように設計する。これによって、各層の剛性は 1 層 : 229kN/m, 2 層 : 195kN/m, 3 層 : 130kN/m となる。このときの各固有振動数は、1 次 : 1.0Hz, 2 次 : 2.5Hz, 3 次 : 3.9Hz となる。減衰は、1 次固有振動数に対して 2% を想定し、初期剛性比例型を用いる。非線形性として図 3.30 のバイリニア型の履歴特性を想定し、各層の弾性限変位を 0.05m とし、降伏後の剛性低下率を初期剛性の 0.1 倍とする。これはベースシア係数が 0.35 の場合に相当する。この非線形構造物に対して、兵庫県南部地震で観測された JR 鷹取波 NS 成分を、サンプリング周波数を 1000Hz として入力する。そのせん断力と変形の関係は図 3.31 に、加速度応答は図 3.32 になる。図 3.31 のせん断力と変形の関係では、バイリニア形状を示していることから、その質点系が断塑性応答となっている。

3.7.2 3 質点構造物の応答からの H^∞ 法による入力波同定

ここでは、3 質点系構造物の各層の応答からもとの入力波を同定することを試みる。つまり、各質点の応答とその伝達関数（ここでは、入力加速度に対する絶対加速度応答）に対して H^∞ 法を応用することによって、その応答を再現するための入力波（つまり、もとの鷹取波）を同定する。各層の伝達関数は弾性領域における 3 質点系構造物から、式(3.13)によって求まる。また、 H^∞ 法で制御対象に作用させる重み関数は、3.4.2 と 3.5.2 で採用した関数をそのまま用いる。同定入力波に対しては、3 次のローパスフィルタを 20Hz から使用する。

はじめに、1 質点目の伝達関数と目標応答からその目標応答を再現する入力波を同定する。このとき、目標応答に対する再現応答（つまり閉ループ）の伝達関数($TF_{r \rightarrow y}$)を図 3.33(a)に

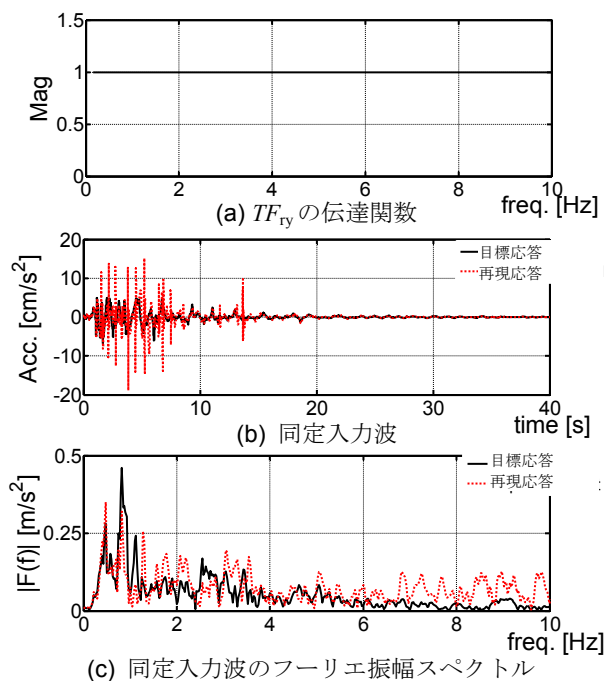


図 3.33 同定入力波のフーリエ振幅スペクトル

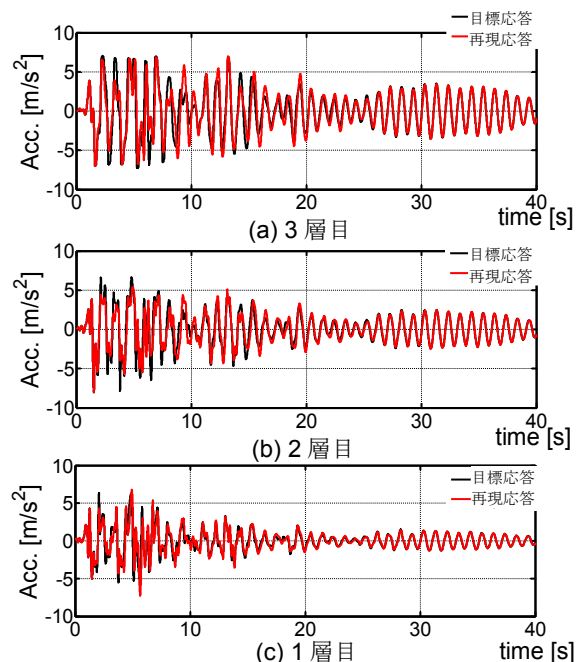


図 3.34 1 層の伝達関数による応答再現

示す。この閉ループを構成するコントローラによって同定される入力波とそのフーリエ振幅スペクトルを図 3.33(b), (c)に示す。図 3.33(a)では、10Hz 以下の振動数領域において応答倍率が 1 であることから、高い再現性が期待できる。しかしながら、再現された入力波においては、元の入力波には含まれていないパルス状の波形が生じており、特に、それは主要動である 5 秒近辺において顕著である。これは、主要動である 5 秒近辺において、3 質点系構造物が大きく非線形化（つまり塑性化）しており、その制御対象の動特性にコントローラが十分に対応できていないために生じている。これを示すように、主要動以降（例えば、20 秒近辺）においては、同定入力波は元の入力波を十分に再現できている。つまり、主要動以外においては、上部構造物の非線形性は表れず、線形とみなすことができるため、その状態における入力波同定の精度が高くなっている。同定入力波のフーリエ振幅スペクトルにおいては元的地震動の特徴が多少示されているが、この同定入力波の同定誤差は 51.8%となることから、必ずしもその同定精度は高くない。この同定入力によって再現される各層の応答は図 3.34 となる。主要動を含む 20 秒までの再現応答は目標応答の差が確認できるが、20 秒以降においては再現応答と目標応答が一致している。これによって再現誤差は 5.0%となる。

上記の方法と同様に、2 質点目と 3 質点目を対象とした入力波同定を実施している。これらの場合においては、同定入力誤差が 100%を大きく超えてしまい、精度の高い入力波を同定することができていない。

3.7.3 3 質点構造物の応答からの MCS による入力波同定

ここでは、3 質点の加速度応答から入力波を同定することを試みる。H[∞]法と同じように、1 層目の加速度応答から入力波を同定する。このとき、MCS のコントローラに対しては、3.2.2(b)のパラメータの設定方法に従い、 $\alpha=300$, $\beta=30$, $K_0=-100000$, $K_{r0}=0$ に設定する。こ

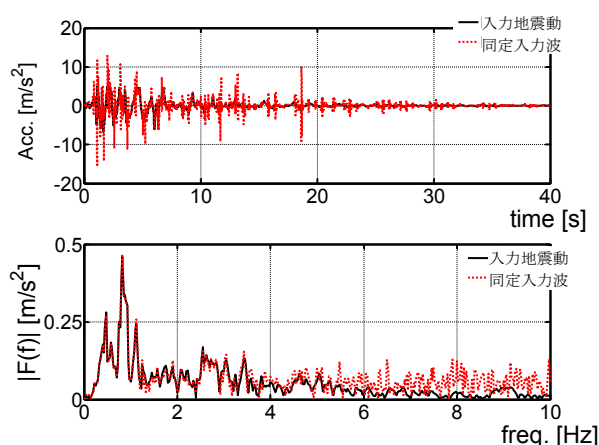


図 3.35 同定入力波のフーリエ振幅スペクトル

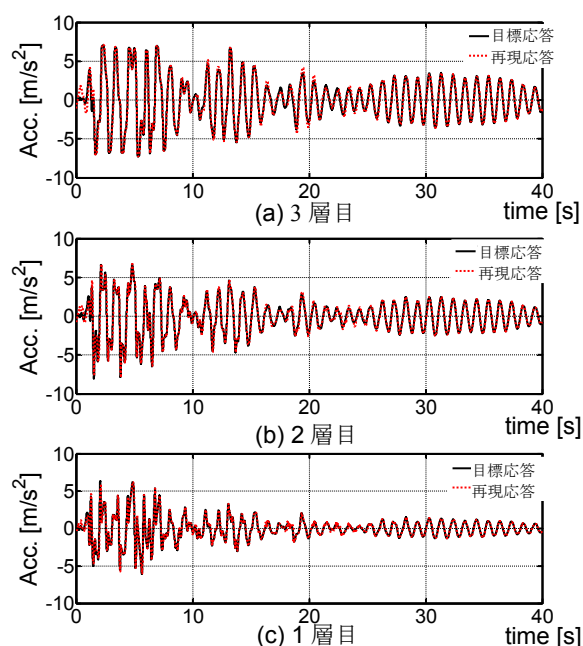


図 3.36 応答再現

れによって、得られた同定入力波を図 3.35 に示す。図 3.35(a)において、 H^∞ 法によって入力波を同定した場合と同様に、同定入力波にはパルス状の高加速度が含まれており、これによって同定入力波の形状が元もとの地震動とは大きく異なるように見える。一方、同定入力波をフーリエ変換した図 3.35(b)において、5Hz 以上の高振動数に対しては元の地震動の振幅を超えてしまっているが、5Hz 以下に対して同定入力波は元の地震動を概ね再現ができている。これによって、同定再現誤差は 19.3%であり、 H^∞ 法の 1 質点目を対象として得られた同定入力波の同定再現誤差(51.8%)よりも下回る。この入力波を用いた 3 質点系の地震応答解析によって再現される各層の加速度応答を図 3.36 に示す。各層において再現された応答は目標応答とほぼ等しく、同定入力波によって目標応答を十分に再現できている。これは、3 質点構造物の 1 次振動数から 3 次振動数までが 5Hz 以下であり、その振動数領域において同定入力波が高い精度で同定されているため、再現された応答も目標応答に近接している。このとき、再現を目標とした 1 層目の再現誤差は 0.49%である。

MCS のコントローラとして上記のパラメータを用いて、2 質点目の応答や 3 質点目の応答から入力波の同定を試みたが、いずれの場合においても入力波が発散してしまい、目標応答も再現できていない。また、各質点に対して MCS コントローラのパラメータを調節することによる入力波同定も実施したが、十分な再現性を実現するコントローラのパラメータに至る前に、容易に入力波が発散してしまう。

3.7.4 3 質点構造物の全応答からの MCS による入力波同定

前節において、無規範モデル化した MCS は H^∞ 法よりも高い精度で入力波を同定できることを示したが、その同定誤差は 20%に達し、さらなる改良が必要である。線形多質点システムの場合には、各質点の応答特性は伝達関数（例えば、入力波に対する応答加速度）によって記述される。そのため、コントローラ的设计では、伝達関数を用いることによって、他の質点からの影響を比較的容易に考慮できる。一方、非線形システムでは、線形システムとは異なり、その応答特性を伝達関数などによって簡易に表現できない。そのため、制御対象の質点に対する他の質点からの影響は個別に考慮する必要がある。

MCS による入力波同定手法は、応答を拘束条件として、その応答を実現するための入力

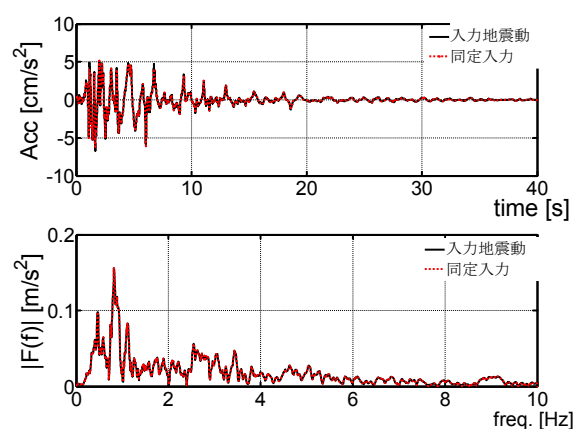


図 3.37 同定入力波

波を同定する手法である。制御対象が 1 質点系であれば、1 応答そのものが全応答となり、すべての拘束条件を考慮することができる。これは、多質点系システムに対しても、全質点系の応答があれば、そこからもともとの入力波を同定できることを意味する。3 質点の目標応答をすべて参照することによってより高い精度で入力波を同定することを試みる。3.2.2(b)の方法に従って、パラメータを選択すると、 $\alpha=\{6 \ 6 \ 6\}$ 、 $\beta=\{12000 \ 12000 \ 12000\}$ 、 $K_0=\{-114 \ -23 \ -44\}$ 、 $K_{r0}=\{116 \ 22 \ 44\}$ になる。

MCS コントローラにはフィルタとしての機能が備わっていないため、高振動数成分が過剰に混入してしまう場合がある。そのため、上記のパラメータを用いた入力波同定で得られて入力波には、10Hz 以上の高振動数成分を除去している。これによって、同定された入力波は、図 3.37 となる。表 3.3 には、同定された入力波の同定誤差と各層の再現された応答と目標応答との再現誤差を示している。

表 3.3 再現誤差と同定入力誤差

	入力波	1層応答	2層応答	3層応答
同定誤差 [%]	0.0	—	—	—
再現誤差 [%]	—	0.0	0.0	0.0

図 3.37(a)の時刻歴波形においては、同定された入力波は元の地震動とほぼ等しくなり、高い再現性を示している。同定された入力波と元の地震動のフーリエ振幅スペクトルにおいても、その差異はほとんど確認できない。これによって同定入力誤差は 0.0%という極めて高い再現性を示している。また、この同定された入力波によって再現される各層の応答は、目標応答とほぼ一致し、その再現誤差も 0.0%になる。

3 質点すべての応答を参照することによって、再現応答誤差だけでなく同定入力誤差も 0.0%という極めて高精度な入力波同定が可能となる。これは、1 質点の応答を参照して実施した入力波同定では、少なくとも再現誤差が 19.3%であることを考慮すれば、飛躍的に同定精度を改善できている。

3.8 MCS による多層構造物の任意応答からの入力波同定

前章において、断塑性応答を示す 3 質点系構造物の応答から H^∞ 法や MCS によって入力波を同定し、その再現性について検討した。 H^∞ 法においては、各質点の伝達関数と応答から、入力波を同定したが、もっとも高い再現性を示した場合でも同定誤差は 52%となり、再現誤差は 5%程度であった。これに対して、MCS の場合には、同定誤差は 19.3%であり、再現誤差は 0.5%であり、3 質点の全応答を対象とした入力波同定では、同定誤差も再現誤差も 0.0%になり、極めて高い入力波同定が可能であることを示した。しかし、すべての応答が既知でない限り高い精度で入力波を同定できないというのは、汎用性が高いとはいえない。ここでは、 n 質点中の任意 1 個の応答から入力波を同定する手法について、より高い精度で入力波を同定する手法について検討する。

3.8.1 n 質点目の応答と i 質点目の応答の関係

はじめに, n 質点目の応答と i 質点目の応答の関係性について整理する. n 質点システムの最上層の質点だけを切り出したサブストラクチャに関して, $n-1$ 質点目を基準とする n 質点目の運動方程式は式(3.31)として与えられる. これは, n 質点目の絶対可速度応答 R_{n-1} が, n 質点目を切り出したサブストラクチャ 1 自由度系の入力波になることを示している. 同様に, $i-1$ 質点目を基準とする i 質点から n 質点までの運動方程式は式(3.32)となる. この式(3.32)は $i-1$ 質点目の絶対可速度応答 R_{i-1} は, i 質点から n 質点までを切り出した $n-i$ 自由度系の入力波になることを示している. つまり, ある任意の応答が既知となっていれば, それよりも上層部へのサブストラクチャに対して, その既知となっている応答を入力波として地震応答解析を実施すれば, その上層部の応答を求めることができる.

$$\begin{aligned} m_n \ddot{y}_{n,n-1} + c_n \dot{y}_{n,n-1} + k_n y_{n,n-1} &= -m_n \ddot{x}_{gn-1} \\ (\because y_{n,n-1} &= x_n - x_{n-1}, \ddot{x}_{gn-1} = \ddot{x}_g + \ddot{x}_{n-1}) \end{aligned} \quad (3.31)$$

$$\begin{cases} m_n \ddot{y}_{n,i-1} + c_n (\dot{y}_{n,n} - \dot{y}_{n,n-1}) + k_n (y_{n,n} - y_{n,n-1}) = -m_n \ddot{x}_{gi-1} \\ \vdots \\ m_i \ddot{y}_{i,i-1} + c_i \dot{y}_{i,i-1} + k_i y_{i,i-1} - c_{i+1} (\dot{y}_{i+1,i-1} - \dot{y}_{i,i-1}) - k_{i+1} (y_{i+1,i-1} - y_{i,i-1}) = -m_i \ddot{x}_{gi-1} \\ (\because y_{n,i-1} = x_n - x_{i-1}, \ddot{x}_{gi-1} = \ddot{x}_g + \ddot{x}_{i-1}) \end{cases} \quad (3.32)$$

$m_{i,i}$ 質点目の質量, $k_{i,i}$ 質点目の剛性, $c_{i,i}$ 質点目の減衰係数, $y_{n,i-1}$ 質点目を基準とする相対変位, x_{gi-1} 質点目の絶対変位, である.

サブストラクチャに対する運動方程式は式(3.33)として与えられる. 式(3.33)における各行列は, n 質点系の上層 3 質点に対するサブストラクチャ (つまり, $i=n-2$) を想定すると, 式(3.33a)として表される.

$$M_{n,i} \ddot{Y}_{n,i} + C_{n,i} \dot{Y}_{n,i} + K_{n,i} Y_{n,i} = -M_{n,i} \{1\}_{n-i+1} \ddot{x}_{gi-1} \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned} M_{n,n-2} &= \begin{bmatrix} m_{n-2} & 0 & 0 \\ 0 & m_{n-1} & 0 \\ 0 & 0 & m_n \end{bmatrix}, \quad K_{n,n-2} = \begin{bmatrix} k_{n-2} + k_{n-1} & -k_{n-1} & 0 \\ -k_{n-1} & k_{n-1} + k_n & -k_n \\ 0 & -k_n & k_n \end{bmatrix} \\ C_{n,n-2} &= \begin{bmatrix} c_{n-2} + c_{n-1} & -c_{n-1} & 0 \\ -c_{n-1} & c_{n-1} + c_n & -c_n \\ 0 & -c_n & c_n \end{bmatrix}, \quad \{1\}_3 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{Bmatrix}, \quad Y_{n,n-2} = \begin{Bmatrix} y_{n-2} \\ y_{n-1} \\ y_n \end{Bmatrix} \\ \ddot{x}_{gn-3} &= \ddot{x}_g + \ddot{x}_{n-3} \end{aligned} \quad (3.33a)$$

$M_{n,i}$: i 質点から n 質点の質量行列, $K_{n,i}$: i 質点から n 質点の剛性行列, $D_{n,i}$: i 質点から n 質点の減衰行列, $Y_{n,i}$: $i-1$ 質点目を基準とする i 質点から n 質点の相対変位ベクトル, である.

この式は, 通常が多質点系の運動方程式とほぼ等しく, 入力項が地動加速度ではなくそのサブストラクチャの一つ下の層の絶対加速度応答となっていることが唯一の違いである. つまり, サブストラクチャに対しては, 一つ下の質点の絶対加速度応答がその入力波になる.

3.8.2 n 質点系の任意一応答からの入力波同定

MCS による入力波同定手法は, 応答を拘束条件として, その応答を実現するための入力波を同定する手法である. また, 前節においては, $i-1$ 質点の絶対加速度応答は, i 質点から n 質点までのサブストラクチャへの入力であることを示している. これらを用いて, 図 3.38 に示すように, n 層構造物の最上層の応答だけが既知であるとした場合に, その構造物への入力波を同定する手法について検討する.

まずは, n 質点目の応答から一つ下の層によって構成される 1 質点系のサブストラクチャを構築し, 既知となっているサブストラクチャの応答 (n 質点目の応答) に対して MCS による入力波同定手法を用いる. これによって, そのサブストラクチャへの入力波, つまり, 全体系における $n-1$ 質点目の応答が求まる. この段階で, 既知となっている応答は, n 質点目と $n-1$ 質点目の応答になる. ついで, 上記の 1 質点のサブストラクチャに対して, $n-1$ 質点面を加えて 2 質点のサブストラクチャを構築する. この 2 質点のサブストラクチャの応答が既知となっているので, その応答に MCS による入力波同定手法を用いると, このサブストラクチャへの入力波 ($n-2$ 質点目の応答) が求まる.

図 3.39 のボード線図に示すように, 原理的には, このような作業を地表にたどり着くまで繰り返すことで, n 質点系に対する入力波 (地震動) を推定することが可能となる. ただし, この応答を同定していく過程で, MCS コントローラにはフィルタとしての機能が備わっていないため, 高振動数成分を過剰に励起する場合がある. このような場合には, 高振動数成分を除去するフィルタ等が必要となる. 更に, 伝達関数で記述されるフィルタ等では, 位相がずれてしまう場合があり, 時間領域で各応答を拘束条件とする MCS による入力波同定手法では, 位相のズレが再現性を大きく低下させてしまいかねない. そのため, 位相のズレを生じさせないフィルタリング手法が必要である.

3.9 MCS による多層構造物の任意一応答からの入力波同定

前章において, n 質点系構造物の任意一応答から入力波を同定する手法について検討した. ここでは, 数値解析による 2 つの例題を通して, 前述した手法の有効性を検証する. 一例目として, 3.7.1 で用いた 3 層非線形構造物とその応答の任意一応答から, その応答を実現するための入力波を同定する. 二例目として, 同じ非線形構造物の 1 質点目に 1Hz 正弦波

を実現するための入力波を同定することを通して、目標応答の振幅による MCS コントローラの安定性とそのコントローラを規定するパラメータ(α, β)について考察する。

3.9.1 非線形 3 質点構造物の一応答からの入力波同定

3.7.1 の非線形 3 層構造物の地震応答解析において、2 質点目の応答だけが既知であるとして、構造物へ入力した地震動を同定する。この入力波同定手法の各手順を図 3.40 に示す。

この場合に、step1 のように 2 層目の応答だけが既知となっており、2 質点目の応答は 3 質点目のサブストラクチャの入力波である。step2 の 3 質点目のサブストラクチャを構築して地震応答解析を実施すれば、3 質点目の絶対加速度応答 R_3 が求まる。step3 のように、既知となっている地震応答は R_2 と R_3 となる。step4 では、この既知となった応答 (R_2 と R_3) と 2 質点目から 3 質点目までのサブストラクチャを構築し、MCS による入力波同定手法を用いることで、応答 R_1' を求めることができる。Step5 においてはすべての質点に対する応答が既知となっているため、全体系と既知となっている応答に MCS による入力波同定手法を用いると、もとの入力波が同定できる。

具体的には、step2 の 1 質点系のサブストラクチャに対する地震応答解析から、3 質点目の応答が得られる。次に、step4 の 2 質点系のサブストラクチャに MCS による入力波同定手法を用いることで、1 質点目の応答が同定される。このとき、MCS を規定するパラメータとしては、3.2 で用いた値を継続して用いたが、 K_0 と K_{r0} に関しては、自動的に調節されるため、数回の数値解析を繰り返した後に収斂した以下の値を用いている。 $\alpha=\{6\ 6\}$, $\beta=\{12000\ 12000\}$, $K_0=\{-146\ -67\}$, $K_{r0}=\{147\ 66\}$ である。このときに、同定する入力波は 10Hz までの振動数領域までにおいて比較的高い精度の同定を目的としているが、各層の応答にはそれ以上の高振動成分が含まれることを考慮し、同定された応答に対しては 20Hz までを対象とするローパスフィルタを用いている。

step5 の全体系に MCS による入力波同定手法を用いることで、元の地震動である入力波

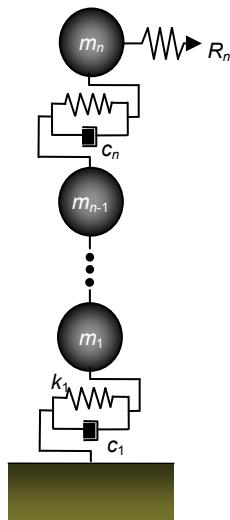


図 3.38 n 質点系構造物

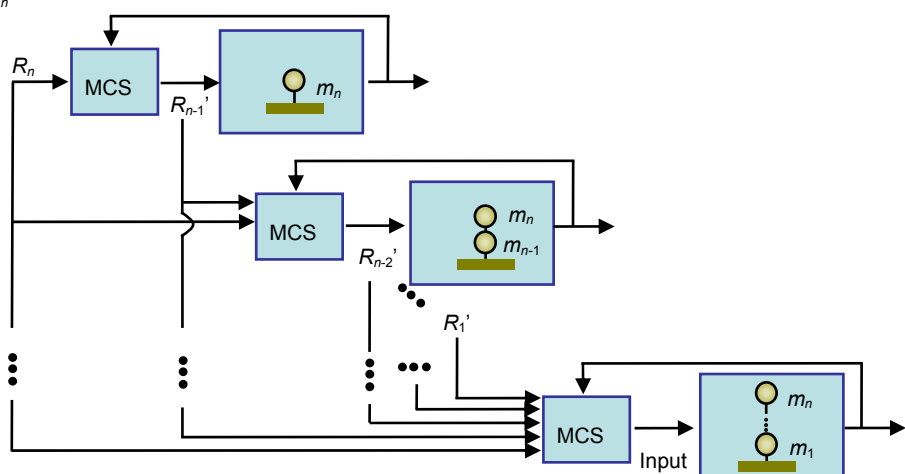


図 3.39 任意一応答からの入力波同定

を同定できる．このとき，MCS を規定するパラメータとしては，3.2 で用いた値を継続して用いる． $\alpha=\{6\ 6\ 6\}$ ， $\beta=\{12000\ 12000\ 12000\}$ ， $K_0=\{-114\ -23\ -44\}$ ， $K_{r0}=\{115\ 22\ 44\}$ である．このときには，地震動の 10Hz 程度の振度数領域までの再現を目標としているため，同定された入力波に対しては 10Hz を対象とするローパスフィルタを用いている．同定された入力波を図 3.41 に，その同定入力波によって再現された応答を図 3.42 に示す．また同定された応答と入力波の同定誤差と，その入力波によって再現された応答の再現誤差を表 3.4 に示す．

表 3.4 再現誤差と同定入力誤差

	入力波	1層応答	2層応答	3層応答
同定入力誤差 [%]	0.5	0.0	—	—
再現応答誤差 [%]	—	0.0	0.0	0.0

表 3.4 では，同定された 1 層の応答の同定誤差が 0.0%になっているものの，同定された応答には定量化されていない微小な誤差がある．この微小な誤差を含んだ応答を拘束条件として入力波が同定されているため，表 3.3 の真の応答群から同定された入力波よりも同定入力誤差が大きくなっている．これは図 3.41(b)のフーリエ振幅スペクトルにおいて，10Hz 近傍で同定された入力波と元の地震動の差異によってこの誤差が生じている．図 3.42 に示すように，同定入力によって再現された応答は目標応答と等しく，再現応答誤差も 0.0%である．

3.9.2 非線形 3 質点構造物への正弦波応答の再現

ここでは，これまでに用いてきた非線形 3 質点系構造物の 1 質点目に 1Hz 正弦波を実現するための入力波を同定する．また，再現を目標とする 1Hz 正弦波の振幅が，再現応答誤差に及ぼす影響についても検討を加える．

表 3.5 振幅による再現誤差の影響

目標振幅 [m/s ²]	1.0	3.0	5.0	7.0	9.0
再現応答誤差 [%]	0.00	0.04	0.04	発散	発散
再現応答誤差(変更後) [%]	0.35	0.06	0.06	0.03	0.01

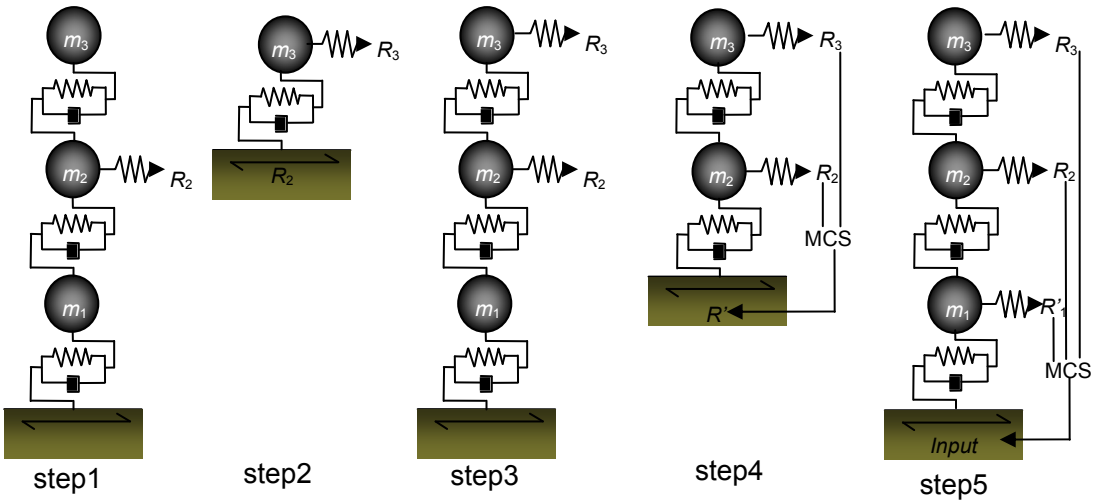


図 3.40 任意一応答からの入力波同定の手順

MCS コントローラのパラメータ (α と β) は、基本的には、これまで用いてきた値を継続的に用いる。ただし、 K_0 , K_{r0} に関しては、十分な再現性が得られるまで数値解析を繰り返し、自動的に収斂する値を用いる。これによって、各振幅の 1Hz 正弦波を 1 質点目に再現した場合の再現応答誤差は表 3.5 となる。振幅が 1.0m/s^2 の場合には、非線形 3 質点系構造物の各層が弾性領域に留まっており、その再現応答誤差が 0.0%という非常に高い再現性を示している。また、振幅が 5.0m/s^2 以下であれば、再現応答誤差が 0.1%以下になる高い再現性を保持している。1Hz 正弦波の振幅 5.0m/s^2 を再現する場合に関して、その応答を再現するための入力波を図 3.43 に示す。図 3.43 の目標応答を実現するための入力波は、最大振幅が 50m/s^2 以上の大きな加速度となっている。制御対象が線形で、目標応答が正弦波であれば、目標応答を再現するための入力波も正弦波状の波形となる。しかし、この場合には、目標応答を正弦波であっても、その応答を実現するための入力波はランダムな波形を示している。この入力波によって得られる各層のせん断係数と変形との関係を図 3.44 に、加速度時刻歴を図 3.45 に示す。図 3.44 から制御対象が塑性化し、非線形的挙動を示している。また、図 3.45(a)と図 3.45 (b)においても、波形の勾配が急激に変化している箇所が確認でき、非線形としての特徴が確認できる。図 3.45(c)の制御対象となる 1 質点目の加速度時刻歴では、多少の高振動数成分による影響が確認できるが、正弦波に等しい波形となっており、高い精度で目標応答を実現できている。

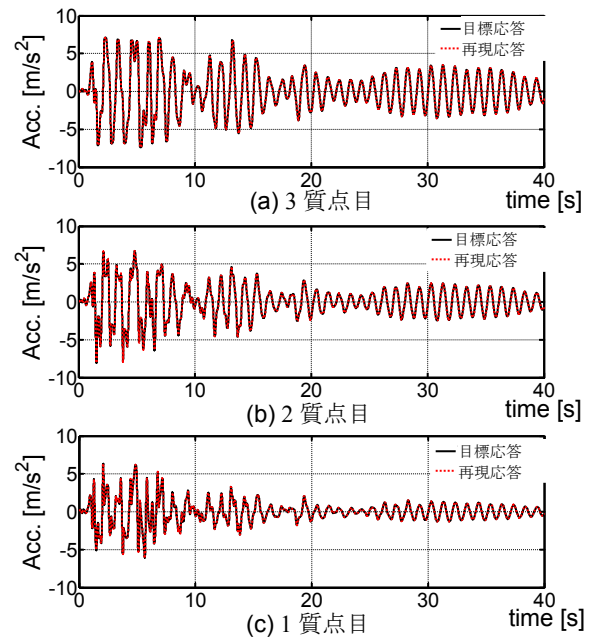
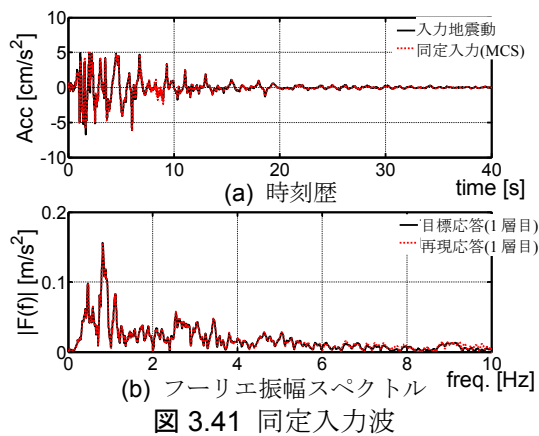


図 3.42 再現応答

これまでの 5.0m/s^2 以下の振幅であれば、目標とする応答を高い精度で再現できる入力波を同定できているが、 7.0m/s^2 以上の振幅では発散している。これまで用いてきた MCS コントローラの各パラメータ (α と β) を半減させ、その数値解析による再現誤差を表 3.5 に合わせて示す。これによって、 7.0m/s^2 以上の振幅においても、 0.1% 以下という高い再現性を保持することができている。 $(\alpha$ と $\beta)$ を半減させた場合に、 7.0m/s^2 以上の振幅にしては再現誤差を極めて小さくできているが、再現する振幅が小さくなるにつれて、再現誤差が大きくなる傾向がある。なお、制御対象が弾性挙動となる振幅(1.0m/s^2)の再現誤差に関しては、他の振幅の再現誤差が 0.1% 以下になっていることを考慮すれば、相対的に上昇している。上記のことは、再現を目標とする波形振幅によって、MCS コントローラのパラメータを変更することによって、高い再現性を維持できることを示している。これと同時に、MCS コントローラのパラメータは再現を目標とする応答波形によって影響されるというよりも、

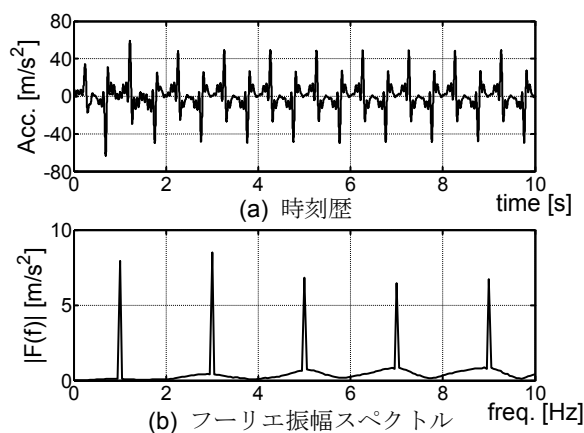


図 3.43 同定入力波

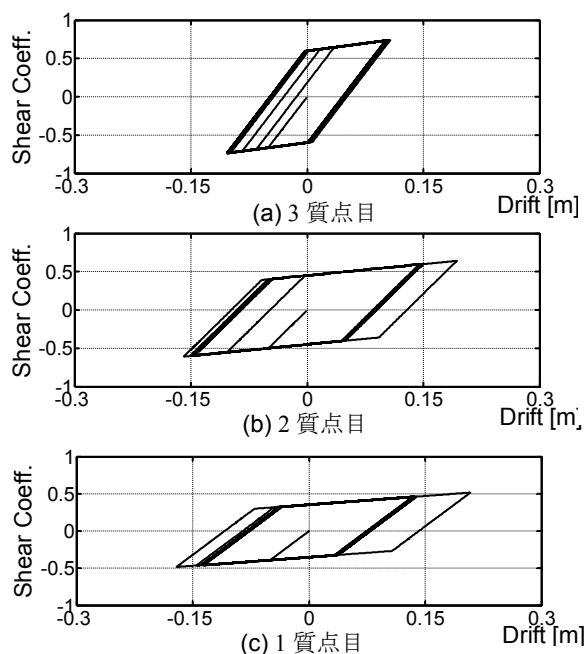


図 3.44 構造物の履歴

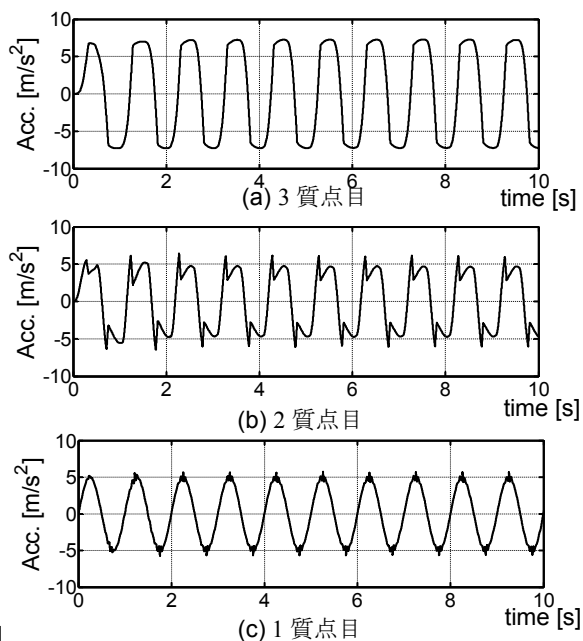


図 3.45 構造物の履歴

非線形性の度合いを左右する変形量等に影響されることを示唆している。

3.10 まとめ

本論では、Minimal Control Synthesis に基づいて、非線形システムを高い精度で制御可能な制御手法を提案した。この研究を通して得られた成果と知見を以下にまとめる。

- 1) 規範モデルを 1 にすることで、これまで制御対象の規範モデルに基づいていた MCS を無規範モデル化した。
- 2) 線形 1 質点系システムに対して、無規範モデル化した MCS は逆伝達関数や H^∞ 法と同等の性能を有していることが示された。
- 3) バイリニア型の履歴を付与した非線形 1 質点系システムに対しては、逆伝達関数による同定入力誤差が 156%, H^∞ 法による同定入力誤差が 6.79% となった。これに対して、無規範モデル化した MCS の入力同定誤差は 0.06% という高い精度の入力波同定実現した。
- 4) バイリニア型の履歴を有する 3 層非線形構造物の任意一応答から実施した入力波同定では、 H^∞ 法による同定入力誤差が 51.8% に、無規範モデル化した MCS の入力同定誤差は 19.3% となった。無規範モデル化した MCS に対して、3 層すべての応答に基づいた場合の同定入力誤差は 0.0% となり、高精度の入力波同定を実現した。
- 5) 無規範モデル化した MCS による入力波同定手法の改良を目的に、 n 質点系構造物と $i-1$ 質点目の絶対加速度応答の関係性について検討した。これによって、 n 質点系構造物の i 質点から n 質点までを切り出したサブストラクチャに対しては、 $i-1$ 質点目の絶対加速度応答が入力波になることを明らかにした。
- 6) バイリニア型の履歴を有する 3 層非線形構造物の 2 質点目の応答だけに基づいた入力波同定においても、 n 質点系構造物と $i-1$ 質点目の絶対加速度応答の関係を用いることによって、同定入力誤差が 0.5% 程度の高精度な入力波同定ができることを示した。
- 7) IDCS の close-open loop にしたがって、非線形システムに所定の応答を実現する実験を実施した。予備実験によって比較的高い精度で非線形システムの数値解析モデルを作成し、この数値解析モデルに基づいた 3 つの手法による再現応答誤差は、250.01% (逆伝達関数), 2.40% (H^∞ 法), 1.70% (MCS) であった。実際の振動台実験には MCS による入力波を用い、非線形システムに対しても所定の応答を再現応答誤差 7.5% 程度で再現できた。

参考文献

- 3-1) 寺尾満, 金井喜美: ロバスト適応制御入門, オーム社, 1989.9.
- 3-2) D.P. Stoten, H. Benchoubane: Empirical studies of an MRAC algorithm with minimal

- controller synthesis, *Internatinal journal of Control*, **51**(3), pp.823–849. 1990.
- 3-3) D.P. Stoten, H. Benchoubane : Robustness of a minimal controller synthesis algorithm, *Internatinal journal of Control*, **51**(3), pp.851–861. 1990.
 - 3-4) 篠原雄一郎, 清水信行, 佐藤栄児, 梶原浩一, 高井茂光 : Minimal Control synthesis 手法を用いた振動台制御の実験的研究, 振動と運動の制御シンポジウム講演論文集, pp.331-336, 2003.10.
 - 3-5) 篠原雄一郎, 清水信行, 梶原浩一, 佐藤栄児 : 非線形構造物との相互作用を考慮した振動台の制御手法の開発 (第 1 報, Minimal Control Synthesis 手法の小型振動台への応用), 日本機械学会論文集 (C 編) 69(686), pp.2610-2617, 2003.10.
 - 3-6) 伊藤和寿, 佐々木和麻, 池尾茂, 高橋浩爾 : Minimal Control Synthesis 手法による空気圧シリンダシステムの位置制御, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 36(5), pp.128-134. 2005.
 - 3-7) David P. Stoten and Edurado G. gomez : Adaptive control of shaking table using the minimal control synthesis algorithm, *Philosophical Transactions of The Royal Society, A* **359**, pp.1697-1723. 2001.
 - 3-8) 木村英紀 : H^∞ 制御, コロナ社, 2000.2.
 - 3-9) 山田就康, 西谷章 : H^∞ 制御理論による構造物の制振, 日本建築学会構造系論文集, No.444, pp.23-31, 1993.2.
 - 3-10) 岡潤, 鈴木祥之 : H_∞ 制御理論を用いた多自由度構造物の制振システム, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東海), B, 構造 I, pp.849-850, 1994.9.
 - 3-11) 長谷雅人, 池田雅夫 : 構造物の 2 目的設計—荷重最小化による振動制御と軽量化—, 最適化シンポジウム講演論文集, 2002(5), pp.327-332, 2002.10.
 - 3-12) 山本薫, 藤田浩平, 竹脇出 : 建築構造物の H^∞ ノルムを最小化する最適ダンパー配置, 日本建築学会構造系論文集, No.658, pp.2163-2170, 2010.12.
 - 3-13) Jhon C. Doyle, Keith Glover, Pramod P. Khargonekar, Bruce A. Francis : State-Space Solutions to Standard H_2 and H_∞ Control Problems, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 34(8), pp.831-847, 1989.8.
 - 3-14) Y. Tagawa, J-Y Tu, D.P. Stoten : Inverse dynamics compensation via ‘simulation of feedback control systems’, *Proc. IMechE, Part I: J. Systems and Control Engineering*, 2011 225(11) 137-153.
 - 3-15) 本江哲行, 佐藤秀紀, 岩田佳雄, 小松崎俊彦, 本郷陽子 : 球と平面からなる衝突系のモデル化と解析, 日本機械学会論文集 (C 編) 65(634), pp.2287~2293, 1999.6.

第4章 高振動数入力を実現する衝突振動台実験手法

4.1 はじめに

強震動が多数記録できるようになった昨今、20Hz 近傍の高振動数成分が多く含まれる強震動の存在が明らかになっている^{4-1,2)}。一般の建築構造物においては、このような高振動が構造損傷をもたらすとは考えにくいですが、剛性の高い構造物（例えば、発電施設）においてはその高次モードが刺激され、その中に設置された（固有振動数が20Hz以上の）重要機器が大きく揺さぶられる。機器への過大な振動は機器の損傷を招きかねず、また構造損傷に至らないまでも誤動作などの不都合をもたらすだけでも、それに付随する被害は深刻なものとなる。このような機器の安全や機能を評価するためには、20Hz 近傍の振動数領域を対象とした振動台実験が必要となる。

振動台を駆動する代表的な方法は、電磁式と電気・油圧式である⁴⁻³⁾。電磁式は、高振動数の出現において優れているが、搭載重量や加振変位は一般に小さい。一方、電気・油圧式は、搭載重量、加振変位、加振速度などにおいて相対的に優れているが、シリンダ内の油の圧縮性⁴⁻⁴⁾などの制約によって、高振動数領域になるほど最大加振加速度が減るという宿命をもっている。建設系の振動台実験では、一般に試験体が重くなりがちなこと、試験体損傷が最大加振速度に大きく支配されるなどの理由から、電気・油圧式の振動台が多用される。しかし、油圧式振動台では、高振動数領域における可振性能が低下するため、高固有振動数の機器の耐震安全性を検証することは容易ではない。

上記の状況を踏まえ、本研究では、電気・油圧式の振動台の使用を前提として、高振動数領域における振動台の加振性能を増強する実験手法の構築を目的とする。高固有振動数の機器の機能性評価に関する実験では高振動数成分を含むランダム波形が振動台入力として用いられ、破壊メカニズムを解明する実験においては機器の固有振動数による正弦波加振が実施される。いずれにしても、対象とする振動数が再現可能振動数以上であれば、まずは対象とする振動数を励起する必要があるため、本研究では再現可能振動数以上（例えば30Hz）の定常波形の実現を目標とする。

4.2 衝突振動台実験手法の提案

電気・油圧式振動台の高振動数領域の加振性能を増強する方法として以下が考えられる。例えば、防災科学技術研究所が検討するような直列駆動方式が挙げられる^{4-5,6)}。これは、主振動台上に30Hzまで加振できる副振動台を設置する方法であり、多大な費用が掛かることが難点である。もしくは、増幅を目的とする対象振動数と同じ固有振動数をもつ増幅システムを設置し、その増幅システムが共振する正弦波を入力することで、増幅システム上には対象振動数の大振幅波形が実現される。この実験手法は、確かにある振動数の振幅を増幅することはできるが、振動台の限界を超える振動数成分を励起することはできない。

本研究では、既存振動台の高振動数領域における加振性能を増強する手法として、衝突

と自由振動を応用した実験手法を提案する．ある振動数 (x Hz) を固有振動数とするシステムが自由振動すると，その応答の波形は x Hz の振動数成分によって構成される．このシステムが非減衰系であれば， x Hz の正弦波である自由振動が永久に続くが，非減衰系のシステムは現実性に乏しく，一般的には x Hz の自由振動波形も時間の経過とともに減少する．しかし，この減少していく過程で再度，衝突によって自由振動を与えれば，図 4.1 のように十分な振幅をもって自由振動が続く．

ここで，本研究で用いる実験システムを図 4.2 に示し，提案する衝突振動台実験手法を説明する．図 4.2 のように，高振動数システムと衝突システムと称する 2 つのシステムを振動台上に設ける．高振動数システムは振動台の再現可能振動数以上(例えば 30Hz)の固有振動数を持つように設計し，高振動数システムが第二振動台となる．このとき，衝突システムは振動台の再現可能振動数以下(例えば 3Hz)の固有振動数を持つように設計する．振動台入力としては，衝突システムが最も効率的に動くように，衝突システムが共振する正弦波を入力する．衝突システムがある変位に達するとシステム同士は衝突し，衝突された高振動数システムに自由振動が生じ，振動台限界以上の高振動数成分が励起される．高振動数システムと衝突システムを継続的に衝突することで，減衰による多少の振幅の変化はあるものの，付加的な振動台である高振動数システムには図 4.1 のような擬似的な正弦波を実現できる．

4.3 衝突振動系

4.3.1 衝突のモデル化

剛体同士の衝突を対象とした衝突理論は，運動量保存則と反発係数から剛体の衝突後の速度と剛体に作用する力積を簡易に求めることができ，解析的検討には有効である⁴⁻⁷⁾．しかし，この衝突理論では接触（衝突）時間を無限小としているため，現実の衝突に伴う接触時間が考慮されない．本研究では，衝突を実際の振動台実験に応用することから，衝突中の挙動と接触時間を評価することのできる各種の衝突モデルについて検討する．ただし，

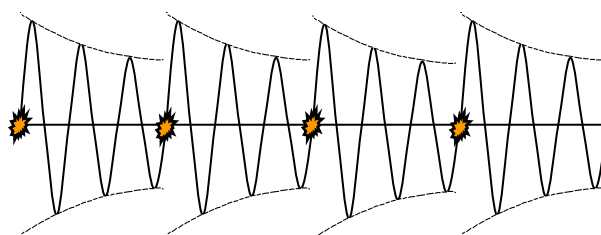


図 4.1 多重自由振動波形



図 4.2 衝突振動台実験手法

有限の質量を持ちつつ衝突によって変形する系を「球」、無限の質量を持ちつつ衝突による変形が生じない系を「剛壁」とみなして説明する。

(a) 球と剛壁の衝突モデル

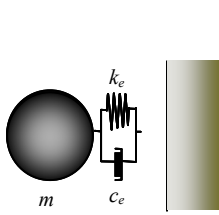


図 4.3 球と剛壁の衝突モデル

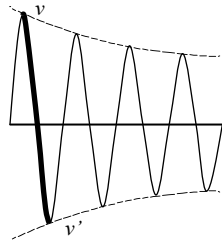


図 4.4 粘性減衰系自由振動による衝突速度変化

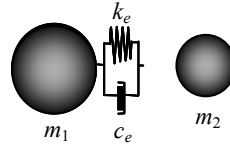


図 4.5 球と球の衝突モデル

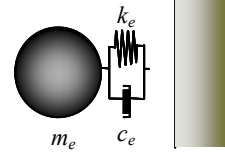


図 4.6 等価一質点系モデル

ここでは、球と剛壁の衝突をモデル化する．既往の研究によれば衝突は剛性⁴⁻⁸⁾に、反発係数は減衰に置換され、球と剛壁の衝突モデルは図 4.3 となる．また、衝突によるエネルギー消費(衝突前速度 v と衝突後速度 v' の速度変化)を、図 4.4 に示す 1 自由度系の粘性減衰系の 1/2 サイクルの速度変化に相当すると考えることで、反発係数から衝突減衰定数を導出することができる．球と剛壁の衝突の場合、反発係数 r は衝突前速度 v と衝突後速度 v' の比で表され、式(4.1)のように衝突減衰定数 h_e と関連付けられる．衝突減衰定数に関して式(4.1)を解くと式(4.2)となり、質量 m から衝突減衰係数 c_e は式(4.3)となる．衝突減衰係数 c_e と衝突剛性 k_e から衝突中に作用する衝突力 F_c は式(4.4)として与えられ、一般に線形モデルと称される．また、衝突剛性と質量から衝突振動数 ω_e は式(4.5)、接触時間 Δt_e は式(4.6)となる．

反発係数が 1 以下の場合に、線形モデルでは衝突中に実際には起こりえない引張力が衝突物体に発生してしまい、これを修正するために数多くの研究⁴⁻⁹⁻¹⁶⁾がある．このように、線形モデルには衝突中の挙動に関する改良の余地があるものの、衝突後の速度を正確に評価できるため、本研究では最も基本的な線形モデルを用いる．

$$r = -\frac{v'}{v} = e^{h_e \omega_e T'} = e^{\frac{h_e \pi}{\sqrt{1-h_e^2}}} \quad (4.1)$$

$$h_e = -\frac{\ln r}{\sqrt{(\ln r)^2 + \pi^2}} \quad (4.2)$$

$$c_e = 2h_e \sqrt{k_e m} \quad (4.3)$$

$$F_c = c_e \dot{z} + k_e z \quad (4.4)$$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{k_e}{m}} \quad (4.5)$$

$$\Delta t_e = \frac{\pi}{\omega_e} = \pi \sqrt{\frac{m}{k_e}} \quad (4.6)$$

r : 反発係数, v : 衝突前速度, v' : 衝突後速度, h_e : 衝突減衰定数, m : 質量, c_e : 衝突減衰係数, k_e : 衝突剛性, F_c : 衝突力, ω_e : 衝突振動数, Δt_e : 接触時間である.

(b) 球と球の衝突モデル

前節では衝突される物体を剛壁としたが, ここでは衝突する側も衝突される側も「球」とする. 球同士の衝突においても, 図 4.5 のような衝突バネと衝突ダッシュポットを用いる. ただし, 衝突によるエネルギー消費のモデル化 (粘性減衰系の 1/2 サイクル) では球と剛壁の衝突モデルに基づいているため, 球同士の衝突を球と剛壁の衝突に置換しなければならない. 具体的には, 球同士の衝突を等価一質点系化 (図 4.6) することで, 球同士の衝突においても衝突減衰定数 h_e を式(4.2)から求めることができ, 等価質量 m_e から等価減衰係数は式(4.7)として与えられる²¹⁾. このときの衝突振動数 ω_e は式(4.8), 接触時間 Δt_e は式(4.9)となる. このとき, m_e : 等価質量, ω_e : 衝突振動数である.

$$c_e = 2h_e \sqrt{k_e m_e} = 2h_e \sqrt{k_e \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}} \quad (4.7)$$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} \quad (4.8)$$

$$\Delta t_e = \frac{\pi}{\omega_e} = \pi \sqrt{\frac{m_e}{k_e}} \quad (4.9)$$

4.3.2 衝突振動解析

図 4.7 に示すように, 高振動数システムを, ここで質量 m_1 , 剛性 k_1 , 減衰係数 c_1 に, 衝突システムを質量 m_2 , 剛性 k_2 , 減衰係数 c_2 , 衝突距離 g_p によってモデル化する. ここで, 衝突距離は初期状態における 2 質点間の距離である. 衝突時に生じる衝突バネ変形量 z は, 衝突距離 g_p と高振動数システムの相対変位 x_1 と衝突システムの相対変位 x_2 によって, 式(4.10)として与えられる. 式(4.11)のようなステップ関数を用いると, 衝突と非衝突は式(4.12)によって判定される. 式(4.12)では $H_1=1$ のとき衝突であり, $H_1=0$ のとき非衝突を意味する. この式(4.12)によって, 衝突と非衝突の両状態を表す運動方程式は式(4.13)となる. ここで式

(4.13)に式(4.10)を用いると，式(4.14)のように簡略化でき，数値積分することによって式(4.14)を解くことができる．

$$z = x_1 - x_2 - g_p \quad (4.10)$$

$$H(x) = \begin{cases} 1 & x \geq 0 \\ 0 & x < 0 \end{cases} \quad (4.11)$$

$$H_1 = H(z) = H(x_1 - x_2 - g_p) \quad (4.12)$$

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} + c_e H_1 \dot{\mathbf{j}}z + k_e H_1 \mathbf{j}z = \mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_g \quad (4.13)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 & 0 \\ 0 & c_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & k_2 \end{bmatrix} \quad (4.13a)$$

$$\mathbf{x} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}, \quad \mathbf{j} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -1 \end{Bmatrix}, \quad \mathbf{i} = \begin{Bmatrix} -1 \\ -1 \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}'\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}'\mathbf{x} = \mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_g + k_e H_1 \mathbf{j}g_p \quad (4.14)$$

$$\mathbf{C}' = \begin{bmatrix} c_1 + c_e H_1 & -c_e H_1 \\ -c_e H_1 & c_2 + c_e H_1 \end{bmatrix} \quad (4.14a)$$

$$\mathbf{K}' = \begin{bmatrix} k_1 + k_e H_1 & -k_e H_1 \\ -k_e H_1 & k_2 + k_e H_1 \end{bmatrix}$$

m_1 ：高振動数システムの質量， k_1 ：高振動数システムの剛性， c_1 ：高振動数システムの減衰係数， m_2 ：衝突システムの質量， k_2 ：衝突システムの剛性， c_2 ：衝突システムの減衰係数，

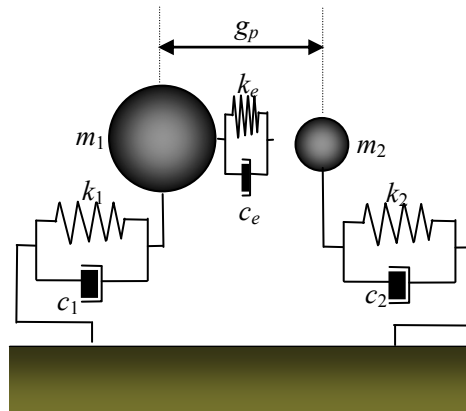


図 4.7 衝突振動解析モデル

g_p : 衝突システムの衝突距離である．また， k_e :衝突バネ剛性， c_e :衝突減衰係数， x_g :地動変位， M :質量マトリックス， C :減衰マトリックス， K :剛性マトリックス， C' :衝突減衰マトリックス， K' :衝突剛性マトリックスである．

4.3.3 衝突振動台実験手法の数値解析的検証

ここでは提案する衝突振動台実験手法を数値解析的に検証する．衝突システムの質量が高振動数システムの質量に対して軽量であれば，衝突振動台実験手法はより汎用性が高い手法となるため，高振動数システムには 1000kg の質量を，衝突システムにはその 1/10 の 100kg を想定する．高振動数システムの固有振動数を 30Hz に，衝突システムの固有振動数にはその 1/10 の 3Hz を設定する．また，減衰に関しては高振動数システムには 1%，衝突システムには 3%を与える．衝突に関するパラメータ（衝突距離・衝突剛性・反発係数）を表 4.1 のように設定し，入力波として衝突システムが共振する 3Hz 正弦波（最大振幅 2.0m/s²）を用いて，衝突振動解析を行う．

表 4.1 衝突振動解析のパラメータ

システム	質量 [kg]	固有振動数 [Hz]	減衰定数 [%]	反発係数	衝突剛性 [kN/mm]	衝突距離 [mm]
高振動数	1000.0	30.0	1.0	0.5	100.0	30.0
衝突	100.0	3.0	3.0			

衝突振動解析による高振動数システムの絶対加速度応答を図4.8(a)に，相対加速度応答を図4.8(b)に，絶対加速度応答のフーリエ振幅スペクトルを図4.8(c)に示す．図4.8(a)の絶対加速度応答は振動台入力波の3Hz正弦波の影響を直接受けるため，自由振動以外の起伏が生じて

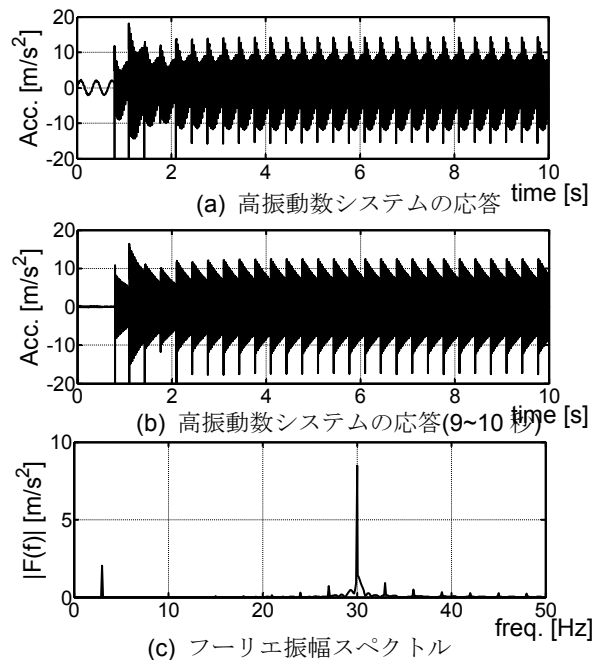


図 4.8 衝突振動解析による高振動数システム

いる．図4.8(b)の相対加速度応答は純粋に衝突によって励起された加速度を示し，図4.1で示した波形とほぼ等しい波形が実現されている．絶対・相対のいずれの加速度応答においても，2秒程度までは過渡的な応答となっているが，それ以後は定常的な応答が実現されている．また，図4.8(a)・(b)では衝突によって1.5g程の衝撃加速度が生じているが，この衝撃加速度は衝突剛性と密接な関係があり，詳細は5.2(節衝撃加速度に関する検討)で検討する．図4.8(c)に示す絶対加速度応答のフーリエ振幅スペクトルからは，衝突によって高振動数システムが30Hzの振動数成分を励起していることが明らかであり，その振幅は 8.5m/s^2 になる．本来，3Hz正弦波は30Hzの固有振動数を有する構造物をほとんど刺激し得ないが，衝突振動台実験手法によって3Hz正弦波の振幅 (2.0m/s^2) の4.2倍以上もの30Hzの振動数成分が励起されており，提案する衝突振動台実験手法の有効性が数値解析的に示された．

4.4 衝突振動台実験

ここでは提案する衝突振動台実験手法を実験的に検証する．衝突振動台実験では衝撃加速度のような高振動数も記録するため，サンプリング周波数を計測機器の上限値(1kHz)に設定する．また，衝突振動台実験の結果にはフィルタリング処理を施さず図示する．

4.4.1 実験システム

提案する衝突振動台実験手法を実験的に検証するため，本研究では京都大学防災研究所の電気・油圧サーボ方式の振動台を用いる．振動台のテーブル寸法 $5.0\text{m}\times 3.0\text{m}$ ，最大変位 0.3m ，最大速度 1.5m/s ，最大加速度 10m/s^2 (15ton 積載時)，再現可能振動数 $0.1\sim 50\text{Hz}$ ，である．防災研究所の振動台の再現可能振動数は 50Hz までの比較的高振動数まで対応できる振動台であるが，本研究ではこのような高振動数成分を用いずに，衝突振動台実験手法の有効性を検証する．

衝突振動台実験では図 4.9 に示す実験システムを用いる．実験システムのサイズは横

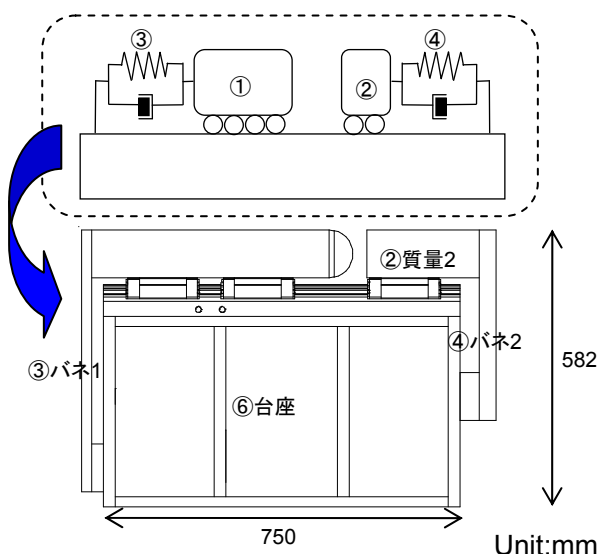


図 4.9 実験システムの概要



図 4.10 実験システムの全景

750mm, 高さ 582mm, 奥行き 450mm である．図 4.9 の各番号は，以下のように対応している．実際の実験システムを図 4.10 に示す．

- ① 質量 1 (200kg) : 剛体とみなせる鉄の塊
- ② 質量 2 (50kg) : 剛体とみなせる鉄の塊
- ③ 鋼プレート : 質量 1 に剛性を与え, 30Hz の高振動数システムを実現するバネ
- ④ ゴム柱 (ウレタン 90) : 質量 2 に剛性を与え, 3Hz の衝突システムを実現するバネ
- ⑤ リニアスライダ : 質量 1 と質量 2 の荷重を負担するスライダ
- ⑥ 台座 : ①～⑤を支える台

4.4.2 システム同定

実験システムの固有振動数・減衰を同定するために，図 4.11 のような 180 秒のランダム波を振動台入力として採用した．一方のランダム波には 50Hz までの振動数成分が，もう一方のランダム波 L には 10Hz までの振動数成分が含まれている．50Hz までのランダム波を高振動数システムに，10Hz までのランダム波 L を衝突システムに用いて，システム同定を行った．このときの入力波の最大加振振幅は 3.0m/s^2 , 4.0m/s^2 , 5.0m/s^2 である．表 4.2 に高振動数システムの固有振動数・減衰，表 4.3 に衝突システムの固有振動数・減衰を示す．

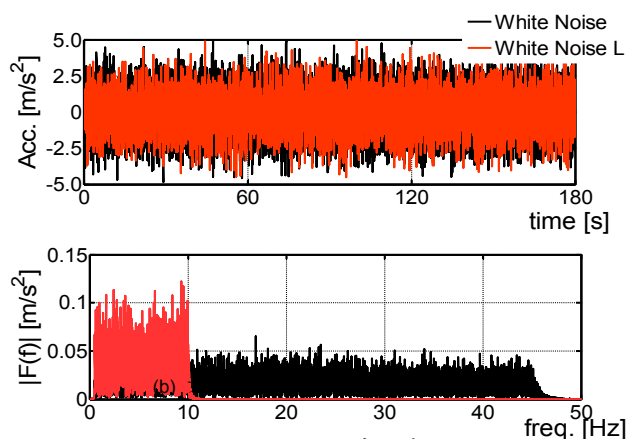


図 4.11 ランダム波

(a) 高振動数システム

表 4.2 では高振動数システムの固有振動数 30Hz, 減衰定数 3%程度になっており，想定したシステムを実現することができた．入力波振幅が大きくなるにつれて高振動数システムの固有振動数が多少変化しているものの，その変化は 1.5%程度である．これはリニアスライダの摩擦が影響しており，振幅がある程度大きくなれば高振動数システムの固有振動数は安定するものと考えられる．

表 4.2 高振動数システム

	random wave		
最大入力振幅 [m/s^2]	3.00	4.00	5.00
固有振動数 [Hz]	30.21	29.91	29.79
減衰定数 [%]	3.00	3.00	2.50

(b) 衝突システム A（ゴム柱 2 本）と衝突システム B（ゴム柱 4 本）

衝突システムに対しては，ゴム柱を 2 本とする場合と 4 本の場合の 2 種類を用意する．2 本の場合を衝突システム A，4 本の場合を衝突システム B と称する．衝突システム A と衝突システム B のシステム同定の結果を表 4.3 と表 4.4 に示す．

表 4.3 衝突システム A

	random wave L		
最大入力振幅 [m/s^2]	3.00	4.00	5.00
固有振動数 [Hz]	3.97	3.78	3.66
減衰定数 [%]	30.00	35.00	33.00

表 4.4 衝突システム B

	random wave L		
最大入力振幅 [m/s^2]	3.00	4.00	5.00
固有振動数 [Hz]	6.16	6.04	5.92
減衰定数 [%]	25.00	24.00	25.00

表 4.3 において衝突システム A の固有振動数は 4Hz 付近，減衰定数は 35%程度である．また，表 4.4 において，衝突システム B の固有振動数は 6Hz 付近，減衰定数は 25%程度になる．これらの衝突システムには固有振動数の変化が顕著に見られ，高振動数システムの固有振動数の変化が 1.5%程度であることに対して，衝突システム B の固有振動数の変化は

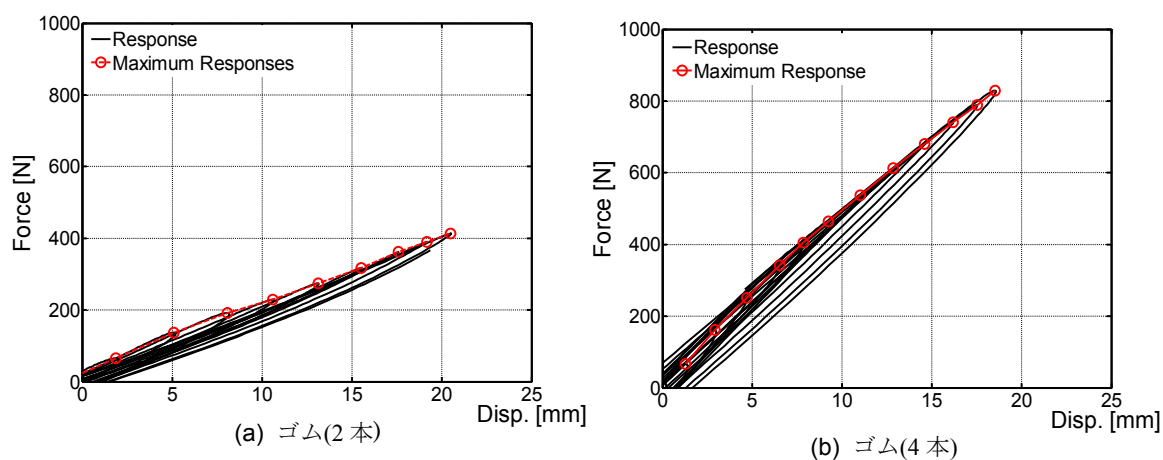


図 4.12 ゴムの履歴特性

3.9%, 衝突システム A に関しては 7.9% にもなる. この動特性の変化はリニアスライダの摩擦だけでなく, 主には衝突システムに用いるゴムの非線形特性に起因していると考えられる.

ここで, 衝突システムの非線形性について個別に検討する. 衝突の生じない正弦波加振における, 定常応答になるまでの衝突システム A と衝突システム B の変形量と復元力を図 4.12 に示す. 履歴の正負において同様の傾向を示すため, 図 4.12 では正領域のみを図示している. また, 復元力は衝突システムの慣性力から減衰力を差し引いたものである. 全体的な傾向として, 変形量が大きくなるにつれて, 各サイクルの最大値と原点との勾配 (剛性) は減少している. 図 4.12(a) の衝突システム A に対する正弦波加振 (振幅 5m/s^2 , 振動数 3.7Hz) では第 1 サイクル (変形 2mm) の剛性は 34.9N/mm , 第 2 サイクル (変形 5mm) の剛性は 26.9N/mm であり, 最後のサイクル (変形 20mm) では初期剛性の 60% である 20.1N/mm までに低下する. これは, 変形量が増大するにつれて, 衝突システムの固有振動数が低下することを示しており, 5mm 程度の変形では 3.8Hz 程度に, 20mm の変形では 3.2Hz 程度まで減少する. 衝突システム B に対する正弦波加振 (振幅 10m/s^2 , 振動数 5.4Hz) では, 第 3 サイクル (変形 5mm) の剛性は 52.4N/mm であり, 変形 18mm に対応するサイクルにおいて剛性は 44.7N/mm まで低下し, 初期の剛性の 90% になる. このことから, 5mm の変形に対しては 5.2Hz , 18mm の変形に対しては 4.8Hz 程度となる.

4.4.3 衝突振動台実験 1 (衝突システム 3Hz)

衝突振動台実験では振動台入力波の振幅・振動数, 衝突距離を変数として多数の実験を実施したが, いずれの実験においても, 以下に示す実験結果と近い傾向を持つ結果が得られた. ここでは, 実施した実験の中で, 衝突システム A と衝突システム B に対して衝突距離

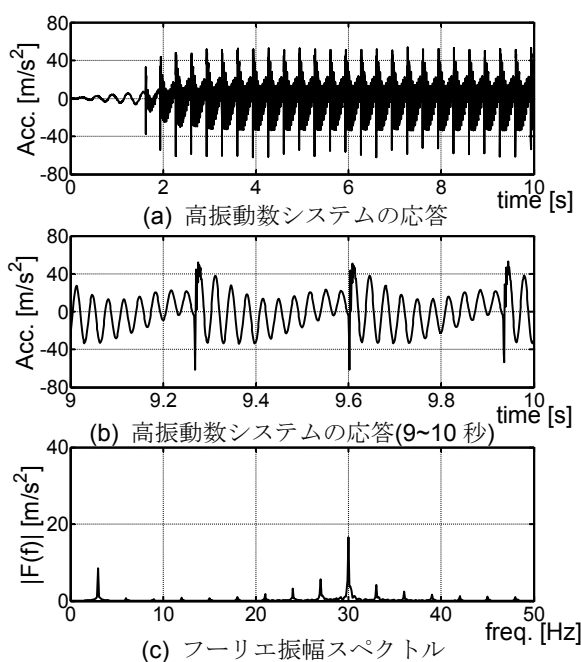


図 4.13 衝突振動台実験 A (衝突距離: 22mm)

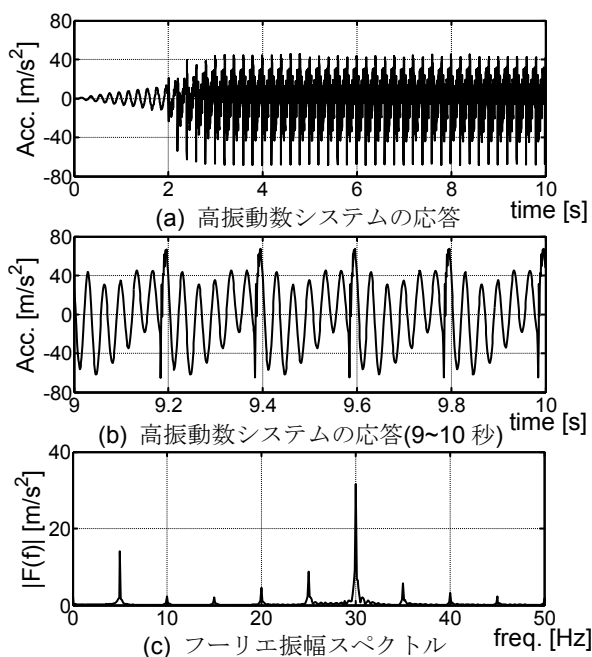


図 4.14 衝突振動台実験 B (衝突距離: 22mm)

を 22mm として示す.

(a) 衝突システム A 衝突距離 $g_p=22\text{mm}$

高振動数システムと衝突システム A の衝突距離 g_p を 22mm に設定し, 振幅 9.5m/s^2 の 3.0Hz 正弦波を振動台へ入力した. この振動台実験時の高振動数システムの応答加速度は図 4.13(a) であり, 最大加速度 50 m/s^2 の定常的な応答が実現されている. また, 実験の加速度計によって観測された最大加速度は 62.2 m/s^2 である. 高振動数システムの応答のある 1 秒間(9~10 秒)を示すと図 4.13(b) となり, 高振動数システムの応答の不連続となっているところで衝突が生じ, 入力波を 3Hz としているため, 一秒間に 3 回の衝突が生じている. 衝突直後には高振動数システムの最大振幅が 50m/s^2 程度であるが, 減衰によって次の衝突直前の振幅が 10m/s^2 にまで低下している. このように減衰の影響があるものの, 図 4.13(b) には 30 回の起伏が見られ, 高振動数システムは 30Hz の振動数成分が励起されている. 高振動数システムの応答加速度をフーリエ変換した図 4.13(c) から, 入力波には 30Hz を励起する振動数成分が全く含まれていないにもかかわらず, 高振動数システムは 17.0m/s^2 の 30Hz の振動数成分を励起している. 入力波の振幅に対する衝突で励起された高振動数システムの応答加速度の比は, フーリエ振幅スペクトルから 1.8 倍($17.0\text{ m/s}^2/9.4\text{ m/s}^2$)となる.

衝突振動解析でも示したように, 実験結果においても衝突時には大きな衝撃加速度が記録されている. しかし, 衝撃が高振動数システムに自由振動を励起させる駆動源となっており, 衝突振動台実験において衝撃加速度を完全に除去することは難しい. ただし, 衝撃加速度をある程度抑制することは可能であり, これについては 4.5.2 節において詳細に検討する.

(b) 衝突システム B 衝突距離 $g_p=22\text{mm}$

高振動数システムと衝突システム B の衝突距離 g_p を 22mm に設定する. 衝突距離が前節と等しい 22mm に設定しているが, 衝突システムの剛性が高くなっているため, 十分な速度で衝突させるためにはより大きな振幅の入力が必要である. 振動台実験に用いた入力波は, 振幅 15.0m/s^2 の 5.0Hz 正弦波とした.

この実験時の高振動数システムの応答加速度は図 4.14(a) であり, 最大加速度 50m/s^2 程の定常的な応答が実現されている. また, 実験の加速度計によって観測された最大加速度は 69.5 m/s^2 である. 高振動数システムの応答のある 1 秒間(9~10 秒)を示すと図 4.14(b) となる. 図 4.13(b) において, 高振動数システムの応答の不連続となっているところで衝突が生じ, 入力波を 5Hz としていることから, 一秒間に 5 回の衝突が生じている. 入力波を 5Hz とした場合には, 衝突直後の振幅が 65 m/s^2 であることに対して, 次の衝突直前の振幅が 45 m/s^2 まで維持することになる. これは, 入力波を 3Hz とした場合よりも一秒間あたりの衝突回数が 2 回増えることから, 振幅が大きく減少する前に次の衝突によって十分な振幅を維持することになる. 図 4.14(c) の 1 秒間の時刻歴波形においても 30 回の起伏が確認でき, フーリエ振幅スペクトル図 4.14(d) から入力波は 30Hz の振動数成分が振幅 31.5m/s^2 程度で励起されている. 入力波の振幅に対する衝突で励起された高振動数システムの応答加速度の

比は、フーリエ振幅スペクトルから 2.23 (=31.5/14.1) 倍である。

4.5 実験結果と解析結果の比較

実験ではサンプリング時間が 1ms であり、実験結果による接触時間は 3ms 程度であることから、衝突におけるサンプリング数は 3 点ほどに限られる。このようなごく限られたサンプリング数に対して、衝突振動解析の適用は難しい。そこで、衝突振動解析では、衝突におけるサンプリング数を増やすために振動台入力をスプライン補間し、サンプリング時間を 0.1ms（サンプリング周波数:10kHz）としている。

4.5.1 衝突振動台実験と衝突振動解析

実験の応答と解析の応答の類似性（再現誤差）を評価するため、振動台の加振性能評価において用いられてもいる加速度フーリエ振幅スペクトルを使った評価手法⁴⁻¹⁸⁾を採用する。再現誤差 Er は実験の応答のフーリエ振幅スペクトル S_{exp} 、解析による応答のフーリエ振幅スペクトル S_{sim} によって式(4.15)として定義される。

$$Er = \frac{\sum (S_{sim} - S_{exp})^2}{\sum S_{exp}^2} \times 100 \quad (4.15)$$

(a) 衝突システム A 衝突距離 $g_p=22\text{mm}$

衝突振動台実験 A の結果と衝突振動解析を比較する。衝突距離を 22mm としているので、衝突システムの最大変形もおおよそ 22mm となる。4.4.2(b)の衝突システムの非線形性に関する検討を参照し、固有振動数を 3.1Hz に、システム同定から減衰定数を 30%に想定した。衝突で励起された高振動数システムの自由振動波形は、それ自体が高振動数システムの動特性を示してため、この実験結果とシステム同定の結果を参考にして高振動数システムには固有振動数 29.5Hz、減衰定数 2.0%を想定した。式(4.9)によって接触時間と衝突剛性の関係が定式化されているため、実験結果からおおよその接触時間（3ms）を抽出し、衝突剛性を 50kN/mm に設定する。また、反発係数に関しては、解析結果と実験結果を参照して 0.9 に設定している。この解析に用いた各パラメータを表 4.6 に示す。

この振動台入力を用いて衝突振動解析を行うと、図 4.15(a)の結果を得る。さらに高振動数システムの応答のある 1 秒間（9~10 秒）を取り出すと図 4.15(b)となり、高振動数システムの応答のフーリエ振幅スペクトルは図 4.15(c)となる。

表 4.6 衝突振動解析 A のパラメータ

システム	質量 [kg]	固有振動数 [Hz]	減衰定数 [%]	反発係数	衝突剛性 [kN/mm]	衝突距離 [mm]
高振動数	200.0	29.5	2.0	0.9	50.0	22.0
衝突	50.0	3.1	30.0			

実験結果と解析結果は最初の衝突時刻（1.62 秒）

が一致しており、その後 10 秒間の衝突回数(26 回)も一致している。衝突振動台実験の実験結果には、衝撃による 100~200Hz の振動数成分が含まれているが、数値解析では衝撃加速度を精度高く再現することは難しいため、ここでは衝撃加速度を再現性評価の対象外とした。再現性を評価する振動数帯を 1~50Hz にすれば、実験結果の最大値 (46.3 m/s^2) と解析結果の最大値 (45.0 m/s^2) は 2.7%の差になる。さらに、評価する振動数帯を 1~50Hz にすれば、実験結果と解析結果の再現誤差 Er は 2.9%であり、実験結果と解析結果が高い精度で一致する。

(b) 衝突システム B, 衝突距離 $g_p=22\text{mm}$

衝突振動台実験Bの結果（図4.14）と衝突振動解析の結果を比較・検討する。衝突距離を 22mmとしているので、衝突システムの最大変形もおおよそ22mmとなる。そこで、最大変形 18mmを記録した実験結果（図4.12(b)）を元に、衝突システムの剛性として6.87kN/mm（固有振動数としては4.7Hzに相当）、減衰定数として21.0%を想定する。この数値解析においても、4.4.3(a)と同様に、高振動数システムには固有振動数29.5Hz、減衰定数2.0%を想定し、衝突剛性を50.0kN/mm、反発係数0.9を想定する。解析に用いた各パラメータを表4.5に示す。これらのパラメータを持つシステムに、実験時に振動台で計測された加速度を入力波として衝突振動解析を行うと、図4.16(a)の結果を得る。さらに高振動数システムの応答のある1秒間（9~10秒）を取り出すと図4.16(b)となり、高振動数システムの応答のフーリエ振幅スペクトルは図4.16(c)となる。

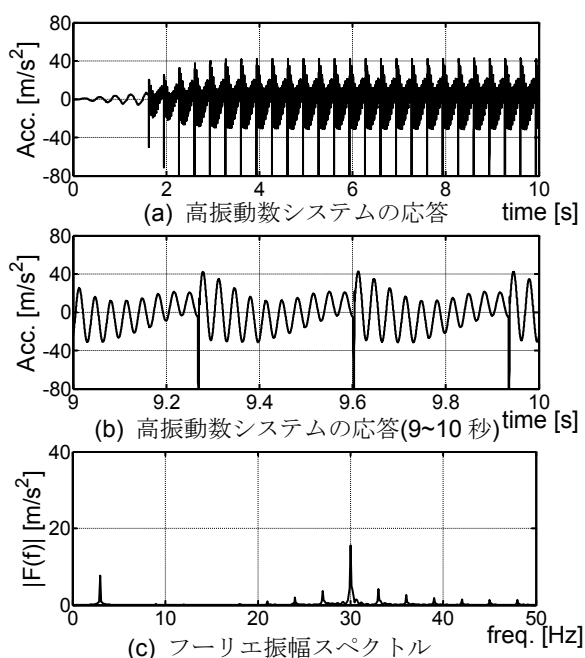


図 4.15 衝突振動解析 A (衝突距離:22mm)

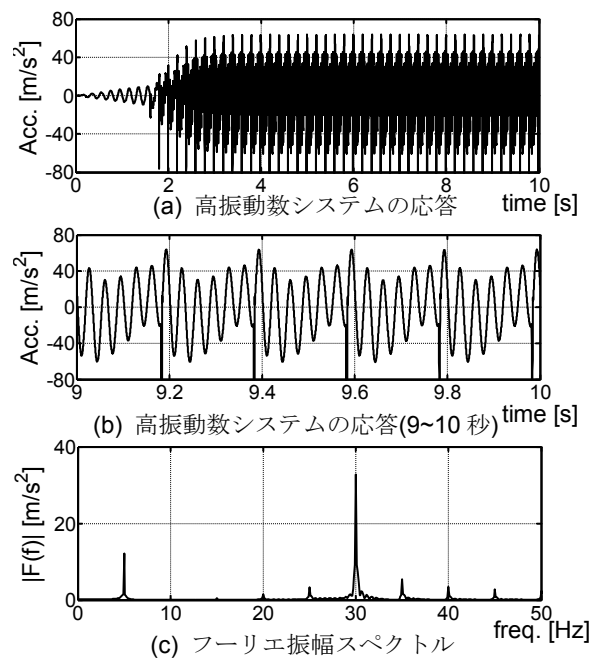


図 4.16 衝突振動解析 B (衝突距離:22mm)

表 4.7 衝突振動解析 B のパラメータ

システム	質量 [kg]	固有振動数 [Hz]	減衰定数 [%]	反発係数	衝突剛性 [kN/mm]	衝突距離 [mm]
高振動数	200.0	29.5	2.0	0.9	50.0	22.0
衝突	50.0	4.7	21.0			

実験結果と解析結果では最初の衝突時間(1.6 秒)が一致しており，その後 10 秒間の衝突回数(43 回)も一致している．数値解析における最大加速度は 131.9 m/s^2 となり，衝突振動台実験 B の最大加速度(69.5 m/s^2)を大きく上回る．実験においてサンプリング時間を 1ms としていたため最大加速度を記録できなく，数値解析においてはサンプリング時間を 0.1ms としているため，実験時において生じていたであろう最大加速度を再現している．衝突直後の 50Hz 以上の高振動数成分の影響を無視すれば，実験結果の最大値 (69.5 m/s^2) と解析結果の最大値 (63.7 m/s^2) の差は 8.3%である．さらに，評価する振動数帯を 1~50Hz にすれば，実験結果と解析結果の再現誤差 Er は 4.64%となる．

4.5.2 衝撃加速度に関する検討

本研究では，衝突に対して高振動数システムに十分な振幅の自由振動を励起することを期待している．しかし，衝突で生じる衝撃加速度が高振動数システム上で再現される擬似正弦波の形状に大きな影響を与えている．ここでは，衝撃加速度について検討する．

力積（衝撃） f_t は接触時間 Δt_e と衝撃力 f によって式(4.16)として定義される．ここでは方形パルスの単位力積($1\text{N}\cdot\text{s}$)を仮定し，衝撃力は接触時間 Δt_e によって式(4.17)として表すことができる．衝撃力 f を式(4.18)のような関数 $F(t)$ に拡張し，その関数 $F(t)$ をフーリエ変換すると式(4.19)の関数 $X(\omega)$ が得られる． $X(\omega)$ は衝撃力のスペクトルであり，対象振動数(構造物)に対して入力される衝撃を意味し^{4-18,19)}，絶対値が重要な要素である．そこで $X(\omega)$ の正負を無視し，さらに，衝突振動数によって無次元化した振動数比 q を用いれば，式(4.19)は式(4.20)となる．ここでは式(4.20)の $|X(q)|$ を衝撃入力と称する．理論的には無限少から無限大の接触時間がありえるが，ここでは接触時間を 1ms~100ms に限定し，式(4.17)を図 4.17(a)に，式(4.20)を図 4.17(b)に示す．図 4.17(a)は接触時間が長くなるにつれて衝撃力が低下することを，図 4.17(b)は振動数比が大きくなるにつれて対象振動数(構造物)への衝撃入力が小さくなることを示している．

$$f_t = \int_0^{\Delta t_e} f dt \quad (4.16)$$

$$f = \frac{1}{\Delta t_e} \quad (4.17)$$

$$F(t) = \begin{cases} 0 & t < -\frac{\Delta t_e}{2} \quad \frac{\Delta t_e}{2} < t \\ \frac{1}{\Delta t_e} & -\frac{\Delta t_e}{2} \leq t \leq \frac{\Delta t_e}{2} \end{cases} \quad (4.18)$$

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} F(t) e^{-j\omega t} dt = \frac{\sin(\Delta t_e \omega / 2)}{\Delta t_e \omega / 2} \quad (4.19)$$

$$|X(q)| = \frac{|\sin(\pi q / 2)|}{\pi q / 2} \quad \left(\because q = \frac{\omega}{\omega_e} \right) \quad (4.20)$$

表 4.8 衝突剛性による衝撃力・衝撃入力の変化

	対象振動数 [Hz]	衝突剛性 [kN/mm]	接触時間 [ms]	衝撃力 [N]	振動数比	衝撃入力 [N・s]
A	29.5	50.0	2.8	355.9	0.17	0.99
B	29.5	5.0	8.9	112.5	0.52	0.89

衝突剛性を変化させることで衝撃力・接触時間と対象振動数(高振動数システム)に対する衝撃入力の変化を検討する。これまでの衝突振動解析で用いた衝突剛性 50kN/mm の場合を表 4.8A に、衝突剛性をその 1/10 に減じた 5kN/mm の場合を表 4.8B に示す。この際に、接触時間、衝撃力、衝撃入力は式(4.9)、式(4.17)、式(4.20)から導出しており、接触時間を求めるための等価質量は、これまでと同様に、高振動数システム(200kg)と衝突システム(50kg)から求めている。衝突剛性 50kN/mm の場合(表 4.8A)では、衝撃力 275.7N、高振動システムに対する衝撃入力が 0.99N・s となっており、大きな衝撃力が作用する代わりに高振動数システムも十分刺激される。衝突剛性 5kN/mm の場合(表 4.8B)では、衝撃力は 113N、高振動数システムに対する衝撃入力は 0.89 N・s となる。これは衝突剛性 50kN/mm の場合(表 4.8A)と比べて、衝撃力が 32%(=113/356)になるのに対して、衝撃入力は 90%(=0.89/0.99)に維持されることを示しており、励起される振幅をある程度維持しながら、衝撃力だけを減少させることは可能である。

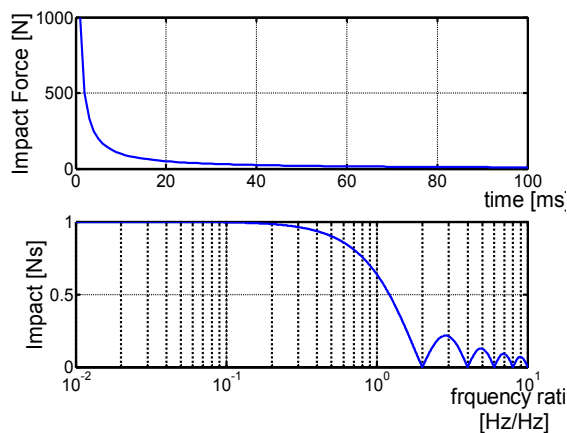


図 4.17 衝撃力のスペクトル

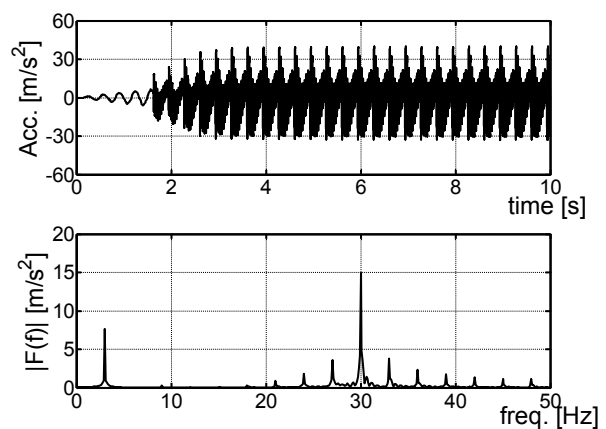


図 4.18 衝突振動解析

5.1 節で衝突振動解析に用いたパラメータの衝突剛性(50kN/mm)だけを 5kN/mm に変更して衝突振動解析を行った結果について、高振動数システムの時刻歴加速度応答を図 4.18(a)に、それをフーリエ変換したものを図 4.18(b)に示す。衝突剛性をもととの剛性(50kN/mm)の 1/10 までに減少させたことで、接触時間が 8.9(ms)まで延び、図 4.15(a)においては最大衝撃加速度が 107.2m/s^2 であったものが、図 4.18(a) における最大衝撃加速度は 32.8m/s^2 まで低下している。これは、表 4.8B における衝撃加速度が表 4.8A の衝撃加速度の 30%程度になることに対応している。図 4.15(c)では 30Hz 付近の振動数が 16.6m/s^2 まで励起され、図 4.18(a)では 14.9m/s^2 へとやや減少しているものの、衝突剛性を 1/10 に設定しても 90% ($14.9/16.6$) の振幅を維持できている。この振幅の 10%の低下は、衝撃入力 of 検討で示したように、衝突剛性を 1/10 にすることで対象振動数への衝撃入力が 90%に低下したことに対応している。上記の検討より、適切な衝突剛性を選択することで衝撃加速度を抑えつつ、目標とする応答を実現することは十分可能である。

4.6.1 質点系同士の衝突の定式化

提案している衝突振動台実験手法は、1 質点系同士が衝突するため、強非線形性を呈することになる。これでは定常状態における応答量を伝達関数などで表現することができないため、入力波と応答との関係を陽に表現することができない。これは、ある応答加速度を実現したいとしても、その応答を実現するための入力波を決めることができず、試行錯誤で決めるしかないになる。衝突振動台実験手法をより有効なものとするため、強非線形性を呈する 1 質点系同士の衝突における定常応答の近似解を導出することを試みる。

4.6.1 衝突と力積

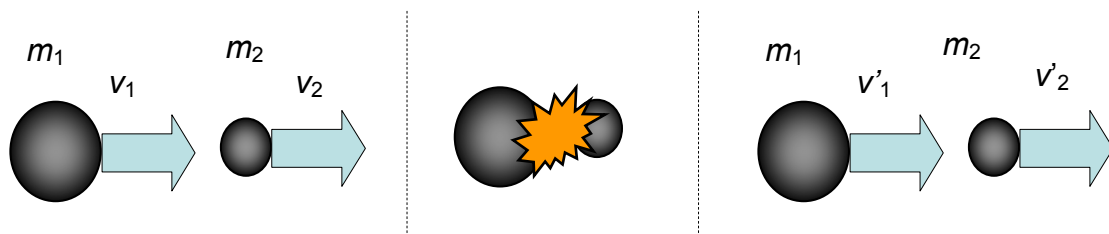


図 4.19 球と球の衝突

図 4.19 のような質量 m_1 (衝突速度 v_1) と質量 m_2 (衝突速度 v_2) の衝突を理論的に扱う場合、式(4.20)の運動量保存則と式(4.21)の反発係数 r の関係から式(4.22)の衝突後の速度 v'_1, v'_2 が得られ、このとき質点 1 と質点 2 に作用した力積は式(4.23)となる。式(4.23)は、衝突が繰り返される場合においても、衝突速度 v_1, v_2 が一定であれば、質点に作用する力積も一定になることを示している。これは、図 4.20 に示すような、ばね・質点系の衝突においても、各系の衝突速度が一定であれば力積が一定なることを示しており、これと同時に系は定常的な応答を示すことになる。 m_i : 質量, r : 反発係数, v_i : 衝突前速度, v'_i : 衝突後速度, F_{ii} : 力積, である。このとき添え字の $i(=1,2)$ はシステム 1 とシステム 2 を示している。

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v_1' + m_2 v_2' \quad (4.20)$$

$$r = -\frac{v_1' - v_2'}{v_1 - v_2} \quad (4.21)$$

$$\begin{cases} v_1' = v_1 - \frac{m_2(1+r)}{m_1+m_2}(v_1 - v_2) \\ v_2' = v_2 + \frac{m_1(1+r)}{m_1+m_2}(v_1 - v_2) \end{cases} \quad (4.22)$$

$$F_{1t} = -F_{2t} = \frac{m_1 m_2 (1+r)}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2) \quad (4.23)$$

4.6.2 定常インパルス応答の定常解

(a) 定常応答解の導出

ここでは，図 4.20 に示すような一質点系同士の衝突を，一定の力積を周期的に 1 質点系に作用させる図 4.21 のモデルに簡略化し，このモデルにおける定常応答解を求める．外乱 $D(t)$ が作用する 1 質点系の運動方程式は，式(4.24)として表すことができる．このとき，周期 $T_{in}(=2/\omega_{in})$ で作用する一定力積 F_t とディラック関数 δ を用いることによって，外乱 $D(t)$ を

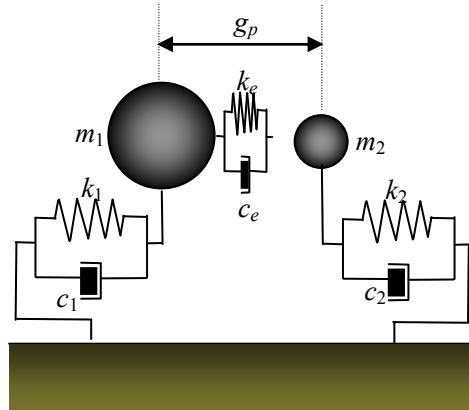


図 4.20 1 質点系同士の衝突

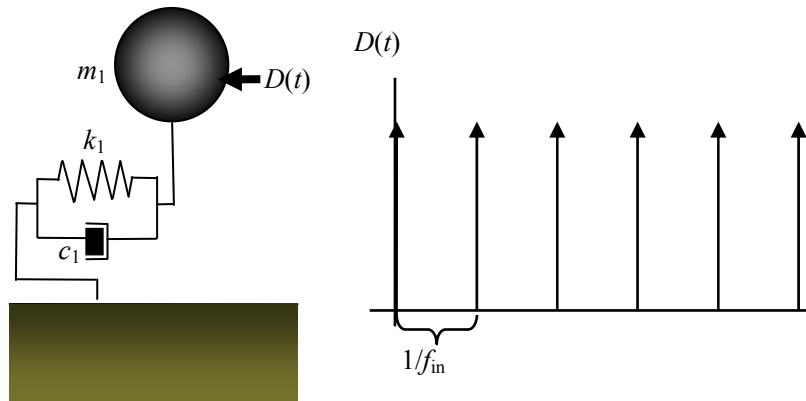


図 4.21 1 質点系に一定のパルスが作用

式(4.25)として与える．また，減衰定数 h_1 ，固有角振動数 ω_1 を用いて，式(4.24)を標準形に変換すると式(4.26)となる．

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = D(t) \quad (4.24)$$

$$F_t \delta(1 - \sin \omega_m t) = \begin{cases} \int_0^\tau D(t) dt = F_t \quad (\tau \rightarrow 0) \\ D(t) = 0 \quad t > \tau \end{cases} \quad (4.25)$$

$$\ddot{x}_1 + 2h_1 \omega_1 \dot{x}_1 + \omega_1^2 x_1 = \frac{F_t}{m_1} \delta(1 - \sin \omega_m t) \quad (4.26)$$

m_1 ：システム 1 の質量， k_1 ：システム 1 の剛性， c_1 ：システム 1 の減衰係数， x_1 ：システム 1 の相対変位， h_1 ：システム 1 の減衰定数， ω_1 ：システム 1 の固有角振動数， $D(t)$ ：外乱， δ ：ディラック関数， F_t ：一定力積， T_{in} ：力積を作用させる周期， ω_{in} ：力積を作用させる角振動数である．

衝突 n 回目における時刻 t の応答は式(4.27)となる．式(4.26)の解は，周期 T_{in} で作用する衝撃力 F_t の各インパルス応答の重ね合わせとなるので， $x_1(t)$ は式(4.28)として表すことができる．このとき，減衰固有角振動数 ω' は，通常，減衰定数が小さいことから，式(4.29)となる．これによって，式(4.28)は式(4.30)として表される．

$$y_n \left(t - \frac{2\pi}{\omega_{in}} (n-1) \right) = \frac{F_t}{m_1 \omega'} e^{-h_1 \omega_1 \left(t - \frac{2\pi}{\omega_{in}} (n-1) \right)} \sin \omega' \left(t - \frac{2\pi}{\omega_{in}} (n-1) \right) \quad (4.27)$$

$$x_1(t) = \sum_{k=1}^n y_k \left(t - \frac{2\pi}{\omega_{in}} (k-1) \right) = \frac{F_t}{m_1 \omega'} \sum_{k=1}^n e^{-h_1 \omega_1 \left(t - \frac{2\pi}{\omega_{in}} (k-1) \right)} \sin \omega' \left(t - \frac{2\pi}{\omega_{in}} (k-1) \right) \quad (4.28)$$

$$\omega' = \omega_1 \sqrt{1 - h^2} \approx \omega_1 \quad (\because h^2 \ll 1) \quad (4.29)$$

$$x_1(t) = \frac{F_t}{m_1 \omega_1} e^{-h_1 \omega_1 t} \sum_{k=1}^n e^{\frac{2\pi h_1 \omega_1}{\omega_{in}} (k-1)} \sin \left(\omega_1 t - \frac{2\pi \omega_1}{\omega_{in}} (k-1) \right) \quad (4.30)$$

式(4.30)に加法定理を用いると式(4.31)となり，式(4.32)として表現することもできる．

$$x_1(t) = \frac{F_t}{m_1 \omega_1} e^{-h_1 \omega_1 t} (\alpha_{1i} \sin \omega_1 t - \beta_{1i} \cos \omega_1 t) \quad (4.31)$$

$$\alpha_{1i} = \sum_{k=1}^i e^{\frac{2\pi h_1 \omega_1}{\omega_{in}}(k-1)} \cos\left(\frac{2\pi \omega_1}{\omega_{in}}(k-1)\right), \quad \beta_{1i} = \sum_{k=1}^i e^{\frac{2\pi h_1 \omega_1}{\omega_{in}}(k-1)} \sin\left(\frac{2\pi \omega_1}{\omega_{in}}(k-1)\right) \quad (4.31a)$$

$$x_1(t) = \frac{F_t}{m_1 \omega_1} e^{-h_1 \omega_1 t} \sqrt{\alpha_{1i}^2 + \beta_{1i}^2} \sin(\omega_1 t - \theta_{1i}) \quad \left(\because \theta_{1i} = \tan^{-1} \frac{\beta_{1i}}{\alpha_{1i}} \right) \quad (4.32)$$

式(4.32)は式(4.33)として表され、その一回微分は式(4.34)となる。

$$\dot{x}_1(t) = K_{1i} e^{-h_1 \omega_1 t} \sin(\omega_1 t - \theta_{1i}) \quad (4.33)$$

$$K_{1i} = \frac{F_t}{m_1 \omega_1} \sqrt{\frac{1 - 2e^{p_1 h_1 i} \cos p_1 + e^{2p_1 h_1 i}}{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p_1 + e^{2p_1 h_1}}}, \quad p_1 = \frac{2\pi \omega_1}{\omega_{in}} \quad (4.33a)$$

$$\dot{x}_1(t) = \omega_1 K_{1i} e^{-h_1 \omega_1 t} \left\{ -h_1 \sin(\omega_1 t - \theta_{1i}) + \cos(\omega_1 t - \theta_{1i}) \right\} \quad (4.34)$$

最初の衝突で最大値を向える時刻 t_{1_max} は $i=1$ としたときの式(4.34)から求めることができ、式(4.35)となる。それ以降の i 回目の衝突で最大値を向える時刻 t_{1i_max} は時刻 t_{1_max} から式(4.36)となる。さらに、式(4.36)を式(4.34)に代入して式(4.37)のようにして解くと、式(4.38)の関係が得られる。

$$\omega_1 t_{1_max} - \theta_{11} = \tan^{-1}\left(\frac{1}{h_1}\right) (\equiv \varphi_1) \Leftrightarrow t_{1_max} = \frac{\varphi_1 + \theta_{11}}{\omega_1} = \frac{\varphi_1}{\omega_1} \quad (\because \theta_{11} = 0) \quad (4.35)$$

$$t_{1i_max} = t_{1_max} + \frac{2\pi}{\omega_{in}}(i-1) = \frac{\varphi_1}{\omega_1} + \frac{2\pi}{\omega_{in}}(i-1) \quad (4.36)$$

$$\dot{x}_1(t_{1i_max}) = \omega_1 K_{1i} e^{-h_1 \omega_1 t_{1i_max}} \left\{ -h_1 \sin(\omega_1 t_{1i_max} - \theta_{1i}) + \cos(\omega_1 t_{1i_max} - \theta_{1i}) \right\} = 0 \quad (4.37)$$

$$\omega_1 t_{1i_max} - \theta_{1i} = \varphi_1 \Leftrightarrow \varphi_1 + p(i-1) - \theta_{1i} = \varphi_1 \Leftrightarrow p(i-1) = \theta_{1i} \quad (4.38)$$

t_{1i_max} を式(4.33)に代入すると、式(4.39)となる。式(4.39)において $i \rightarrow \infty$ とすると、定常状態における変位最大値を意味する式(4.40)が得られる。定常状態における加速度の近似最大値も式(4.41)として簡易に得ることができる。

$$\begin{aligned}
x_1(t_{1i_max}) &= K_{1i} e^{-h_1 \omega_1 t_{1i_max}} \sin(\omega_1 t_{1i_max} - \theta_{1i}) \\
&= \frac{F_t}{m_1 \omega_1} \sqrt{\frac{1 - 2e^{-p_1 h_1 i} \cos pi + e^{-2p_1 h_1 i}}{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p + e^{2p_1 h_1}}} e^{-h_1(\varphi_1 - p_1)} \sin \varphi_1
\end{aligned} \tag{4.39}$$

$$x_1(t_{1i_max}) \xrightarrow{i \rightarrow \infty} x_1(t_{1\infty_max}) = \frac{F_t e^{-h_1(\varphi_1 - p_1)} \sin \varphi_1}{m_1 \omega_1 \sqrt{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p_1 + e^{2p_1 h_1}}} \tag{4.40}$$

$$\ddot{x}_1(t_{1i_max}) \approx \omega_1^2 x_1(t_{1i_max}) \xrightarrow{i \rightarrow \infty} \ddot{x}_1(t_{1\infty_max}) \approx \omega_1^2 x_1(t_{1\infty_max}) \tag{4.41}$$

また、 $i+1$ 回目の衝突が生じる直前の時刻は式(4.42)となるから、衝突する直前の速度は式(4.43)となる。式(4.44)において $i \rightarrow \infty$ とすると、定常状態における衝突速度を意味する式(4.44)が得られる。

$$t_{1(i+1)} = \frac{2\pi}{\omega_{in}} i \tag{4.42}$$

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1(t_{1(i+1)}) &= \omega_1 K_{1i} e^{-h_1 \omega_1 p i} \{-h_1 \sin(pi - \theta_{1i+1}) + \cos(pi - \theta_{1i+1})\} \\
&= \frac{F_t}{m_1} \sqrt{\frac{1 - 2e^{-p_1 h_1 i} \cos pi + e^{-2p_1 h_1 i}}{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p + e^{2p_1 h_1}}} \quad (\because pi = \theta_{1i+1})
\end{aligned} \tag{4.43}$$

$$\dot{x}_1(t_{1\infty}) = \frac{F_t}{m_1 \sqrt{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p + e^{2p_1 h_1}}} \tag{4.44}$$

(a) 定常応答解の検証

前節で構築した定常応答解について数値解析と比較しつつ検証する。数値解析においては図 4.21 の 1 質点系を想定し、周期的に作用させる力積は強制的に速度を質点系に与えることで模擬する。つまり、与える速度 v は反発係数を 1 とすれば、想定する力積を質量の 2 倍で除したものになる。

実際の数値解析では、質量量:200kg, 固有振動数:30Hz, 減衰:1%, 力積:10Ns として、4Hz と 5Hz に相当する一定の時間間隔で力積を与える。数値解析によって得られる高振動数システムの応答加速度と式(4.41)から求まる i 回目衝突の局所最大値を図 4.22 に示す。この結果から、式(4.41)は応答加速度の局所最大値をとらえており、また、多数回にわたって力積を加えたとしてもその応答は定常状態となることが示されている。また、4Hz と 5Hz に相当する時間間隔で等しい力積を与えたとしても、その定常応答値は異なり、5Hz の定常応答値は 4Hz の定常応答値の 5 倍になっている。これは、式(4.41)から求められる擬似応答

倍率によって説明することができる。

式(4.41)から、定常状態における最大応答加速度は、式(4.45)となる。 K を高振動数システムにたいする擬似的な入力加速度とすれば、式(4.45)のように擬似的な応答倍率を得ることができる。これを、前述したように、擬似応答倍率と称する。高振動数システムの振動数とパルス振動数の比 p に対して、その擬似応答倍率を示すと図 4.23 となる。図 4.23 においては、高振動数システムの振動数とパルス振動数の比が整数倍のときに、応答倍率が高くなる。整数場合のときには、高振動数システムの動きを後押しするように力積が作用し、非整数場合、特に $n+1/2$ の場合には、高振動数システムの挙動を遮るように力積が作用することになる。そのため、30Hz の高振動数システムにたいしてパルス振動数 5Hz の場合には、その比が整数倍 (6) になり、パルス振動数 4Hz の場合にはその比が非整数倍 (7.5) になったため、両者の定常応答加速度に差異が生じている。また、擬似応答倍率から、高振動数システムと整数倍の関係を維持しつつパルス振動数を高くする（つまり、力積を与える間隔を小さくする）ことで、その定常応答加速度も増大させることができる。

$$A_c(t_{\infty_max}) = \frac{A_{inp} \sin \varphi e^{-h_1(\varphi-2\pi q)}}{\sqrt{1-2e^{2\pi q h_1} \cos 2\pi q + e^{4\pi q h_1}}} \left(A_{inp} = \frac{\omega_1 F_t}{m_1}, q = \frac{\omega_1}{\omega_2} \right) \quad (4.45)$$

$$\frac{A_c(t_{\infty_max})}{A_{inp}} = \frac{\sin \varphi e^{-h_1(\varphi-2\pi q)}}{\sqrt{1-2e^{2\pi q h_1} \cos 2\pi q + e^{4\pi q h_1}}} \quad (4.46)$$

4.6.3 質点系同士の衝突の定常応答に関する検討

図 4.24 に示すような定常波形入力による 1 自由度系の剛壁に対する衝突の定常応答解の導出方法に関しては精力的に取り組まれている^{4-25,26)}。しかし、本研究が対象としている図 4.25 のような 1 質点系同士の衝突に対する定常応答解に関する検討はこれまでのところ見当たらない。ここでは、既往の研究における一質点系同士の衝突の定常応答解の導出方法

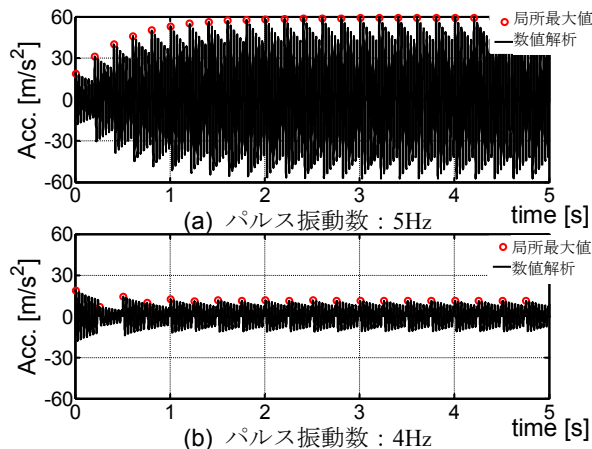


図 4.22 パルス解析

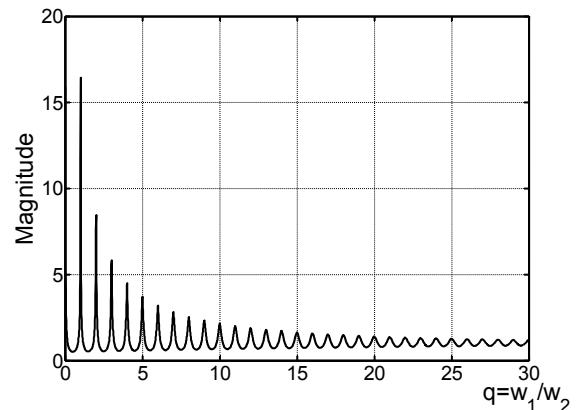


図 4.23 応答倍率 (減衰:1%の場合)

を参考に、1 質点系同士の衝突の近似解を導出することを試みる.

(a) 正弦波入力による 1 質点系の剛壁衝突

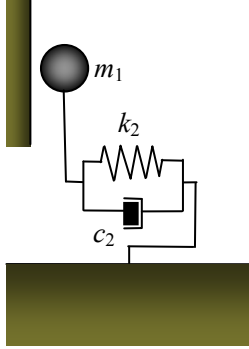


図 4.24 1 質点系の剛壁との衝突

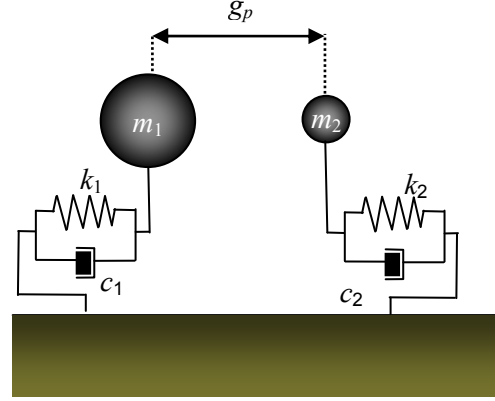


図 4.25 1 質点系同士の衝突

定常波形入力による 1 自由度系の剛壁衝突の定常応答解の導出方法を紹介する^{4-20,21)}. 図 4.24 に示す剛壁と片側のみで衝突する一自由度ばね・質点系の運動方程式は式(4.47)で表され, それを無次元化すると式(4.48)となる. ここで, Q は $\chi_2(\tau_i) = \gamma$ となる衝突時間の系列 $\tau_i (Z \ni i)$ の集合を, また $g_i (Z \ni i)$ は Q に属する衝突時間系列を表す. 式(4.49)は衝突による系の非線形特性が, 衝突時間 τ_i に作用するインパルス入力に置き換えられることを示す.

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = A_{in} \cos(\omega_{in} t) \\ \dot{x}_2(t^+) = -r \dot{x}_2(t^-); x_2 = g_p \end{cases} \quad (4.47)$$

$$\begin{cases} \ddot{\chi}_2 + 2\zeta \dot{\chi}_2 + \chi_2 = \eta \cos(\varpi_2 \tau); \chi_2 < \gamma \\ \dot{\chi}_2(\tau^+) = -r \dot{\chi}_2(\tau^-); \chi_2 = \gamma \end{cases} \quad (4.48)$$

$$\left(\because \eta = \frac{A_{in}}{k_2 g_p}, \zeta = \frac{c_2}{2\sqrt{k_2 m_2}}, \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}, \tau = \omega_2 t, \varpi_2 = \frac{\omega_{in}}{\omega_2}, \chi_2 = \frac{x_2}{g_p} \right) \quad (4.48a)$$

$$\ddot{\chi}_2 + 2\zeta \dot{\chi}_2 + \chi_2 = -\sum_{g_i \in Q} (1+r) \dot{\chi}_2(\tau_{g_i}^-) \delta(\tau - \tau_{g_i}) + \eta \cos(\varpi_2 \tau); \chi \leq \gamma \quad (4.49)$$

m_2 : システム 2 の質量, k_2 : システム 2 の剛性, c_2 : システム 2 の減衰係数, x_2 : システム 2 の相対変位, h_2 : システム 2 の減衰定数, ω_2 : システム 2 の固有角振動数, A_{in} : 入力波振幅, ω_{in} : 入力波の角振動数, t^+ : 衝突直後の時間, t^- : 衝突直前の時間, g_p : 衝突距離, χ_2 : 衝突距離によって無次元化した変移量, ϖ_2 : システムの固有振動数によって無次元化した入力の振動数, η : システムの剛性と衝突距離によって無次元化された入力波振幅であ

る.

周期衝突速度 $V_1^n(\tau_0)$ は式(4.50)となり、各種記号は式(4.50a)のように定義される。また、衝突時間 τ_0 は外力の n 周期間に 1 回の衝突が発生する場合にかぎり、衝突時間は式(4.51)のように陽表示される。

$$V_1^n(\tau_0) = \frac{\dot{Z}(\tau_0)}{1 + (1+r)\dot{Q}(T)} \quad (4.50)$$

$$\begin{aligned} Q(\tau) &= p^{-1} \{Y(\tau) - e^{-2\zeta T} Y(\tau - T)\} \\ Z(\tau) &= \frac{\eta}{q} \cos(\Omega\tau + \kappa) \quad \left(\Omega = \sqrt{1 - \zeta^2}, \kappa = \tan^{-1} \left(\frac{-2\zeta\varpi_2}{1 - \varpi_2^2} \right) \right) \\ Y(\tau) &= e^{-\zeta\tau} \frac{1}{\Omega} \sin \Omega\tau \\ p &= 1 - 2e^{-\zeta T} \cos \Omega T + e^{-2\zeta T} \\ q &= \sqrt{(1 - \varpi_2^2)^2 + (2\zeta\varpi_2)^2} \end{aligned} \quad (4.50a)$$

$$\tau_0(\pm) = \frac{1}{\varpi_2} \tan^{-1} \left(\frac{\gamma U \{ (1 - \varpi_2^2) V + 2\zeta\varpi_2 U \} \pm \{ -(1 - \varpi_2^2) U + 2\zeta\varpi_2 V \} \sqrt{D}}{\gamma U \{ (1 - \varpi_2^2) U - 2\zeta\varpi_2 V \} \pm \{ (1 - \varpi_2^2) V + 2\zeta\varpi_2 U \} \sqrt{D}} \right) \quad (4.51)$$

$$\begin{aligned} V &= \varpi_2 (1+r) \dot{Y}(T) \\ U &= 1 - Y(T) - r [p - \{1 - Y(T)\}] \\ D &= \frac{\eta^2}{q^2} (U^2 + V^2) - \gamma^2 U^2 \end{aligned} \quad (4.52)$$

$V_1^n(\tau_0)$: 周期衝突速度, τ_0 : 周期衝突時間である。ある一定の力積を作用させることによって、システムの挙動が定常状態になり始めるときに衝突が生じる時間は周期衝突時間としている。また、同様に、周期衝突速度は、周期衝突時間における衝突前の速度である。

(b) 質点系同士の衝突の定常応答の近似解

前節で示したように、定常波形入力による 1 自由度系の剛壁衝突の定常応答解は明らかにされているが、1 自由度系同士の衝突の定常応答解に関する研究は取組まれていない。ここでは、定常波形入力による 1 自由度系同士の衝突の定常応答解を近似的に求める。衝突を伴う 1 自由度同士の衝突の運動方程式は式(4.53)と式(4.54)となる。ここで、 Q は衝突時間の系列 t_i ($Z \ni i$) の集合を、また g_i ($Z \ni i$) は Q に属する衝突時間系列を表す。(4.53)と式(4.54)は衝突による系の非線形特性が、衝突時間 t_i に作用するインパルス入力 F_i に置き換えられるこ

とを示す.

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = - \sum_{g_i \in Q} F_t(v_1, v_2) \delta(t - t_{g_i}) - m_1 A_{in} \cos(\omega_{in} t) \quad (4.53)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = \sum_{g_i \in Q} F_t(v_1, v_2) \delta(t - t_{g_i}) - m_2 A_{in} \cos(\omega_{in} t) \quad (4.54)$$

m_i : 質量, k_i : 剛性, c_i : 減衰係数, x_i : 相対変位, h_i : 減衰定数, ω_i : 固有角振動数, v_i : 衝突前速度, F_t : 力積, A_{in} : 入力波振幅, ω_{in} : 入力波の角振動数である. このとき添え字 $i(=1,2)$ はシステム 1 とシステム 2 を示している.

インパルス入力 F_t は衝突直前の速度 v_1, v_2 の関数であり, 式(4.53)と式(4.54)は連成振動となっており, 定常応答解を求めることが困難である. そこで, 「 v_1 が v_2 に比べて十分小さい場合」に, v_2 の近似値 v_2^* を用いて, 式(4.53), 式(4.54)を式(4.55), 式(4.56)のように非連成化する. この式(4.55)と式(4.56)の非連成化は, 図 4.26 にしめすように衝突システムが剛壁に衝突し, その剛壁に生じた力積が高振動数システムに入力されることになる. 非連成化した場合に, その衝突システムの衝突は前節の 1 質点系の剛壁の衝突に帰着される.

衝突システムの衝突を剛壁への衝突とみなせば, 衝突システムの周期衝突速度 v_2^* は式(4.50)から式(4.57)として求めることができる. これから衝突システムに作用する定常力積は式(4.58)として与えられ, 式(4.57)を式(4.55)に用いれば, 高振動数システムの周期衝突速度 v_1^* が式(4.44)から式(4.59)として求まる. この式(4.59)においては, 高振動数システムの周期衝突速度 v_1^* は衝突システムの周期衝突速度 v_2^* と線形の関係にあり, その線形係数 J は式(60)として表される. この線形係数 J は周期衝突速度の比となっており, その線形係数 J を構成するパラメータは質点同士の動特性や入力波の振動数のみによって構成されていることから, この線形係数 J は陽に表現することができる. つまり, この線形係数 J によって, 「 v_1 が v_2 に比べて十分小さい場合」を識別できる. この式(4.61)は剛体壁が速度 v_1^* で質点 2 に向かえるように衝突していることを意味する.

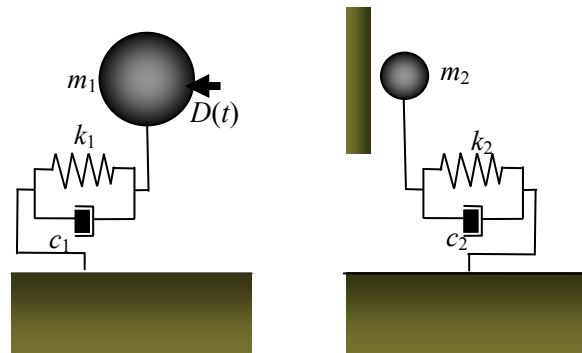


図 4.26 非連成化

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = - \sum_{c_i \in Q} F_t^*(v_2^*) \delta(t - t_{g_i}) - m_1 A_{in} \cos(\omega_{in} t) \quad (4.55)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = \sum_{c_i \in Q} F_t^*(v_2^*) \delta(t - t_{g_i}) - m_2 A_{in} \cos(\omega_{in} t) \quad (4.56)$$

$$v_2^* = \frac{\dot{Z}(\tau_0)}{1 + (1+r)\dot{Q}(T)} \omega_2 g_p \quad (4.57)$$

$$F_t^*(v_2^*) = (1+r)m_2 v_2^* \quad (4.58)$$

$$v_1^*(t_{1\infty}) = \frac{F_t^*(v_2^*)}{m_1 \sqrt{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p_1 + e^{2p_1 h_1}}} = J v_2^* \quad (4.59)$$

$$J \equiv \frac{(1+r)m_2}{m_1 \sqrt{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p_1 + e^{2p_1 h_1}}} \quad (4.60)$$

$$F_t^*(v_1^*, v_2^*) = (1+r)m_2 (v_2^* - v_1^*) = (1+r)m_2 (1-J)v_2^* \quad (4.61)$$

v_i^* : 衝突前速度の近似値, F_i^* : 力積の近似値, J : 線形係数である. このとき添え字 $i(=1,2)$ はシステム 1 とシステム 2 を示している.

式(4.58)では, 高振動数システムの衝突速度を省略しているが, 実際には高振動数システムの衝突速度も力積に影響する. この影響を考慮すると, より精度の高い力積が式(4.61)として与えられる. さらに, この力積によってさらに精度の高い高振動数システムの周期衝突速度が式(4.62)として与えられる. 式(4.61)~式(4.63)の作業を n 回繰り返すと, より厳密な力積として式(4.63)として表される. 式(4.63)の力積には補正係数 G が用いられているが, これは式(4.64)に示すように, 線形係数の等比数列として表される. このとき, 線形係数 J が 1 よりも大きければ補正係数は不安定な挙動を示し, 1 よりも小さければ式(4.65)に示すように一定値に収束することになる. このことから, 線形係数 J が 1 よりも小さい場合には, 衝突時に作用する力積の近似値は式(4.66)となる. さらに, 力積が一定値に収束することから, 1 質点系同士の衝突も定常的に安定した挙動を示すことになる.

$$F_t^*(v_1^*, v_2^*) = (1+r)m_2 (v_2^* - v_1^*) = (1+r)m_2 (1-J)v_2^* \quad (4.61)$$

$$v_1^*(t_{1\infty}) = \frac{(1+r)m_2 (1-J)v_2^*}{m_1 \sqrt{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p_1 + e^{2p_1 h_1}}} = J(1-J)v_2^* \quad (4.62)$$

$$F_t^*(v_1^*, v_2^*) = (1+r)m_2(v_2^* - v_1^*) = (1+r)m_2 G v_2^* \quad (4.63)$$

$$G = 1 - J + J^2 - J^3 + \dots + (-J)^n = \sum_{n=0}^n (-J)^n = \frac{1 - (-J)^{n+1}}{1 + J} \quad (4.64)$$

$$G = \frac{1 - (-J)^n}{1 + J} \xrightarrow{n \rightarrow \infty} G = \begin{cases} \frac{1}{1 + J} & (J < 1) \\ \text{unstable} & (J > 1) \end{cases} \quad (4.65)$$

$$F_t^*(v_1^*, v_2^*) = (1+r)m_2 G v_2^* = \frac{(1+r)m_2}{1 + J} v_2^* \quad (4.66)$$

線形係数 J が 1 よりも小さい場合には、力積が式(4.66)に示すような一定値として与えられることから、式(4.66)を式(4.40)と式(4.41)に用いると、システム 1（高振動数システム）の定常状態における最大変位・加速度が式(4.67), (4.68)として求まる。

$$\begin{aligned} x_1(t_{1\infty_max}) &= \frac{F_t^*(v_1^*, v_2^*) e^{-h_1(\varphi_1 - p_1)} \sin \varphi_1}{m_1 \omega_1 \sqrt{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p_1 + e^{2p_1 h_1}}} \\ &= \frac{(1+r)m_2 e^{-h_1(\varphi_1 - p_1)} \sin \varphi_1}{m_1 \omega_1 (1 + J) \sqrt{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p_1 + e^{2p_1 h_1}}} v_1^* \end{aligned} \quad (4.67)$$

$$\ddot{x}_1(t_{1\infty_max}) \approx \omega_1^2 x_1(t_{1\infty_max}) = \omega_1 \frac{(1+r)m_2 e^{-h_1(\varphi_1 - p_1)} \sin \varphi_1}{m_1 (1 + J) \sqrt{1 - 2e^{p_1 h_1} \cos p_1 + e^{2p_1 h_1}}} v_2^* \quad (4.68)$$

(c) 質点系同士の衝突の定常応答の近似解と数値解析的検討との比較

前節において定常入力波を受ける 1 質点系同士の衝突に関して、近似的に定常応答解を導出する方法を示した。ここでは、近似的に定常応答解を導出する方法の有効性を数値解析と比較しながら検証する。

近似定常応答解を導出する過程において、衝突をディラック関数によって表現していることから、接触時間は無限小を想定している。数値解析においても接触時間を極小にするため、衝突をバネとダッシュポットの模擬するのではなく、接触するごとに各質点に強制的に速度を付与させる。具体的には、衝突後の速度は衝突時の速度によって式(4.63)のように表現されるため、数値解析においては、衝突した直後において、強制的に式(4.63)の式で得られる速度にすることを意味する。また、このとき、数値解析における時間刻みを dt とすれば、この接触において式(4.64)の方形パルスが作用していることと等しい。

$$\begin{cases} v_1' = v_1 - \frac{m_2(1+r)}{m_1+m_2}(v_1-v_2) \\ v_2' = v_2 + \frac{m_1(1+r)}{m_1+m_2}(v_1-v_2) \end{cases} \quad (4.63)$$

$$\Leftrightarrow F_1 = -F_2 = \frac{m_1 m_2 (1+r)}{(m_1 + m_2) dt} (v_1 - v_2) \quad (4.64)$$

表 4.9 インパルス振動解析 1 のパラメータ

システム	質量 [Kg]	固有振動数 [Hz]	減衰定数 [%]	反発係数	衝突距離 [mm]
高振動数	200.0	30.0	2.0	1.0	10.0
衝突	50.0	f_2	10.0		

数値解析において、各システムの動特性と接触に関するパラメータを表 4.9 として与える。ただし、衝突システムの固有振動数は 1Hz 刻みで 1Hz~10Hz までの振動数を想定し、入力波には衝突システムと共振する振動数の正弦波を用いる。入力波振幅は 5.0m/s^2 と 10.0m/s^2 とする。上記のパラメータを用いた数値解析結果と式(4.66)と式(4.68)によって得られる定常状態における力積と最大加速度を図 4.28 と図 4.29 に示す。

図 4.28 においては、定常状態における力積と加速度が、数値解析解と近似解がほぼ等しくなっている。同様に、入力振幅を 10.0m/s^2 とした場合においても、近似解が概ね数値解析解と等しく評価している。ただし、線形係数 J が 0.1 以下になるような極めて小さい場合には、数値解析解と近似解が大きく異なっている。これらの場合には、衝突システムと高振動数システムが 2 度当たりしていることに起因している。通常の衝突では衝突システムの 1 周期に対して 1 回の衝突が生じるのみであるが、2 度あたりの場合には 1 周期に対して 2 回の衝突が生じてしまっている。近似解を導出するために、6.3(a)で紹介している 1 質点系の剛壁衝突に対する定常解を用いることが前提となっているが、この定常解

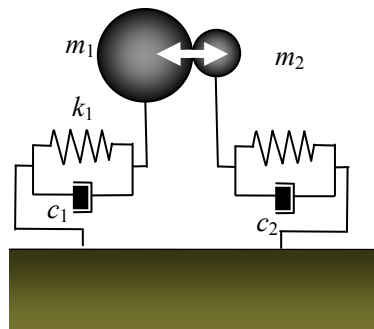


図 4.27 数値解析モデル

は2度あたりが生じない場合にのみ有効であることが示されている．そのため，1 質点系同士の衝突の定常応答を近似的に求める場合においても，2 度あたりが生じてしまう場合には十分な近似ができないことになる．

図 4.29 の線形係数 $J=0.012$ における，衝突システムと高振動数システムの時刻歴変位を図 4.30 に示す．この場合において，衝突システムの固有振動数が 1Hz であることから入力波も 1Hz の正弦波を入力することで共振させている．そのため，2 度あたりが生じない通常の衝突であれば，衝突回数は 1 秒間に一回であるはずであるが，図 4.30(a)においては 1 秒間に2回当たっている．このように，2度あたりが生じてしまうと衝突による力積が図4.30(b)のように，一定値に収束するのではなく不安定な挙動を示すことになる．提案している近似解の導出方法においては，このような2度あたりの挙動を考慮することができないため，2 度あたりが生じる場合には近似解と数値解析解が大きく異なることになる．

また，線形係数 J が 1 を超える場合には，その挙動は不安定になることが式(4.65)によって示されているが，図 4.29 においては $J=1.09$ の場合において近似解と数値解析解が等しく

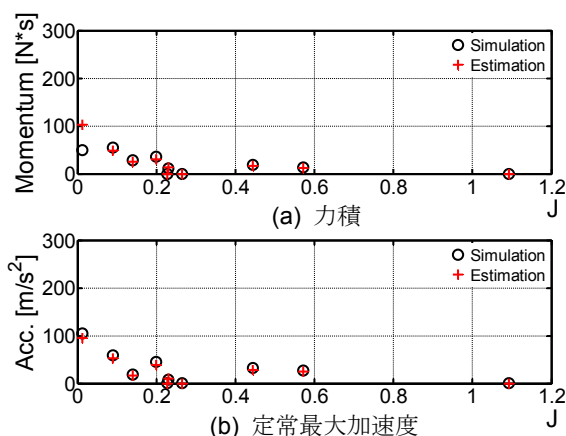


図 4.28 衝突振動解析の定常値と近似値 (入力振幅: 5.0m/s^2)

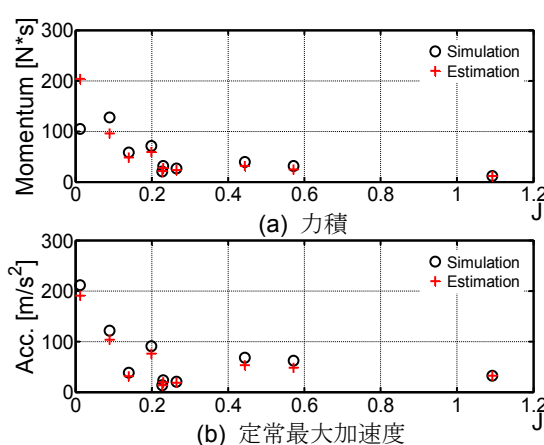


図 4.29 衝突振動解析の定常値と近似値 (入力振幅: 10.0m/s^2)

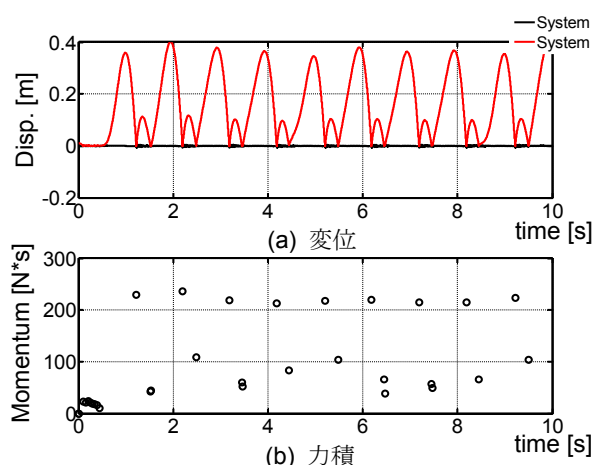


図 4.30 衝突振動解析の時刻歴 (入力波振幅: 10.0m/s^2 , $J=0.012$)

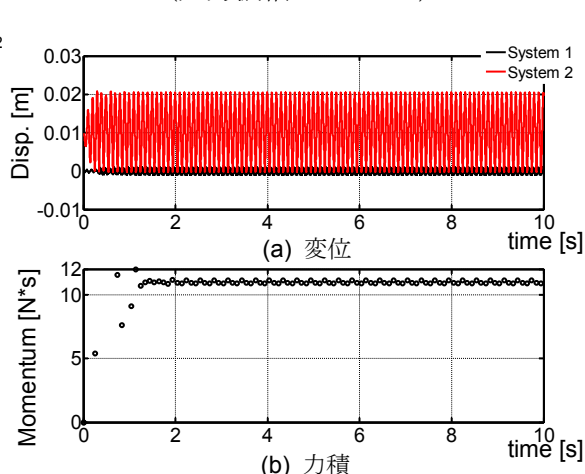


図 4.31 衝突振動解析の時刻歴 (入力波振幅: 10.0m/s^2 , $J=1.09$)

なっている．これは，図 4.31(b)に示すように，衝突における力積が大域的に安定した値に収束しているからである．しかし，図 4.31(b)の力積は局所的には，振動的な振る舞いを見せており，必ずしも一定値に収束しているわけではない．このように，局所的には不安定な挙動を示しているが，その挙動が 2 度あたりほどの不安定な振る舞いを引き起こしているわけではないため，大局的には安定した挙動となっている．

このことから，2 度あたりが生じなければ，近似解を導出する手法は 1 以上の場合にも適用できることを示している．また，これまでの数値解析においては，線形係数 J が小さくなるにつれて（例えば $J=0.1$ 以下）の場合に 2 度あたりが生じていることを考慮すれば，近似解の導出方法は線形係数 J が 0.1 以上の場合において高い精度で数値解析結果を近似できる．

4.7 重量構造物を対象とした振動台実験手法

これまでの衝突振動台実験手法では高振動数システム上を第二振動台とみなし，この高振動数システムには試験体が載っていないことを仮定していた．しかし，実際には高振動数システム上にはそのシステムとほぼ同じ固有周期を有する試験体が載る．この試験体が高振動数システムに対して相対的に重くなれば，高振動数システムと試験体を含めた全体系の固有振動数は想定する固有振動数とは異なってしまう．このような十分に重い試験体を想定した振動台実験手法とし，高振動数システムを試験体自身として置き換え，試験体に直接衝撃を与える実験方法を提案する．

新たに提案する実験手法は，これまでと同様に，衝突によって高振動を励起する手法である．これまでの手法では，衝突によって高振動数システムによって高振動を励起し，その振動が高固有振動数の試験体への入力となる．新たに提案する実験手法では，高固有振動数の試験体を直接叩くことによって高振動数の応答を与えることになる．これによって，

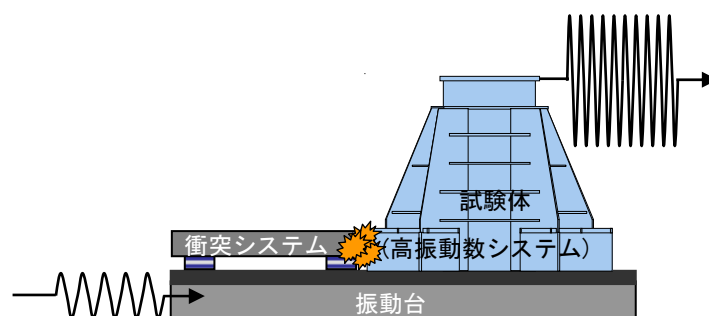


図 4.32 高振動試験体の直接励振

試験体の重量がどんなに重くなったとしても，衝突によって励起される振動数は固有振動数そのものである．そのため，試験体の重量に関係なく，所定の高振動数応答を実現できることになる．

4.7.1 実験システム

高剛性の重量試験体を図 4.33 に示す実験システムによって模擬する．この試験体では最上層の 735kg の鋼製フレームが高振動数システムの質量を模擬し，16 枚の鋼プレートによって十分な剛性を与えることによって高振動数を実現する．このとき，鋼プレートは荷重を負担しないように，積層ゴム支承を四隅に配置し，この積層ゴム支承が全荷重を負担する．衝突システムは 200kg の鉄の塊とゴムプレートによって実現し，高振動数システムを直接叩くため，H 型鋼によって高さを調節している．実際の実験システムの全景を図 4.33 に示す．

高振動試験体と衝突システムの動特性（固有振動数・減衰）を把握するため，ランダム波（サンプリング周波数：1kHz，継続時間 180 秒）によってシステム同定を行った．高振動試験体に対しては，5~45Hz まで振動数成分を含んだランダム波，衝突システムに対しては 0.5Hz~15Hz までの振動数成分を含んだランダム波を用いた．また，各ランダム波に対して，最大加速度が 1m/s^2 , 3m/s^2 , 5m/s^2 になるように調節して，振動台への入力とした．このシステム同定の結果を表 4.10 と表 4.11 に示す．

表 4.10 では，高振動試験体の固有振動数は 17Hz 程度であり，表 4.11 では衝突システムは 2.5Hz 程度である．

表 4.10 高振動数システムの動特性

random wave	3.0 m/s^2	5.0 m/s^2
Freq. [Hz]	17.24	17.00
Damping	3.0%	4.0%

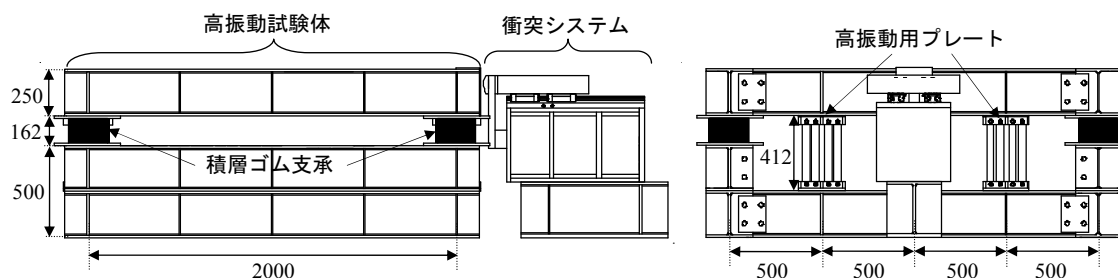


図 4.33 衝突振動台実験の実験システム

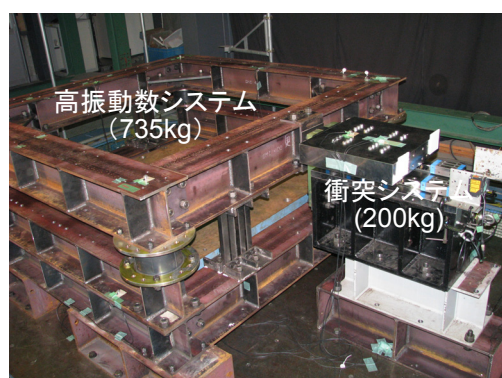


図 4.34 実験システムの全景

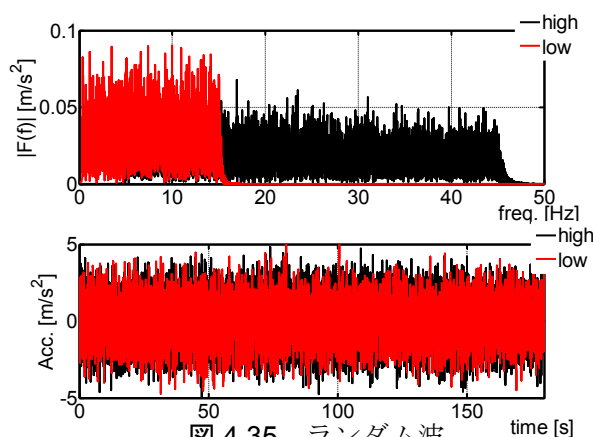


図 4.35 ランダム波

表 4.11 衝突システムの動特性

random wave L	3.0 m/s ²	5.0 m/s ²
Freq. [Hz]	2.56	2.41
Damping	28.0%	25.0%

4.7.2 衝突振動台実験

ここでは、衝突振動台実験手法を適用することによって、高振動数の重量試験体に対して直接、自由振動応答を実現する。また、4.5.2 において、接触部分の衝突剛性を調節することによって、衝撃加速度を調節できることを示している。ここでは、接触面にゴムを導入することで衝突剛性を調節した実験もあわせて紹介する。

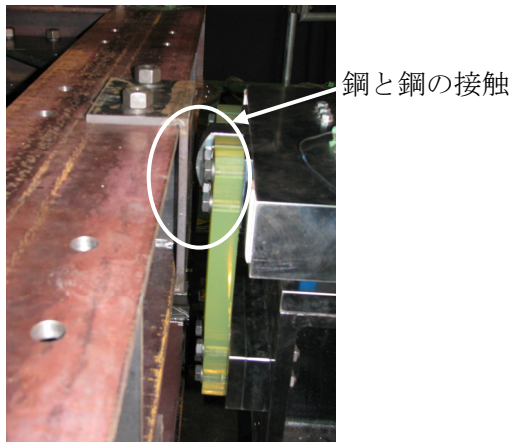


図 4.36 接触面

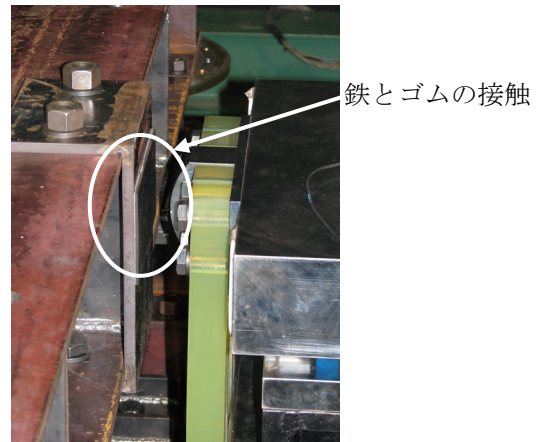


図 4.38 接触面

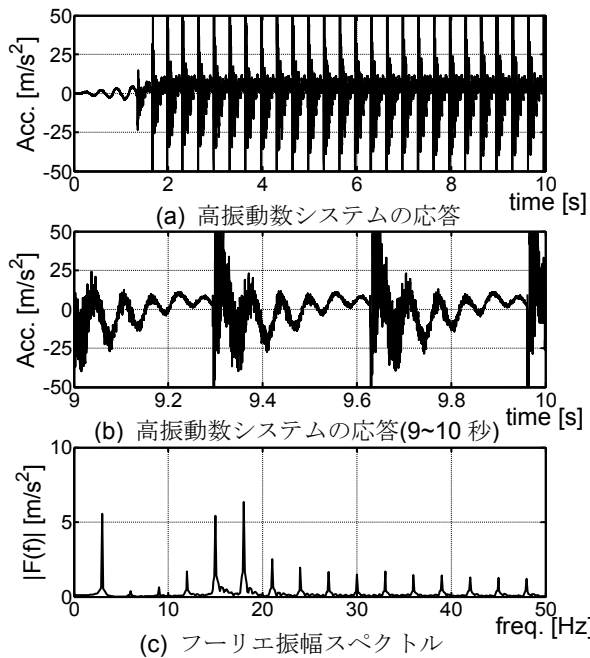


図 4.37 衝突振動台実験 (衝突距離:22mm)

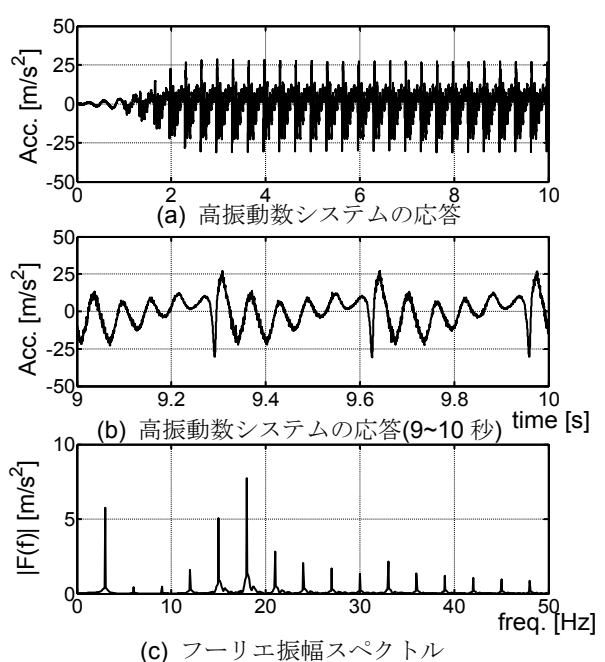


図 4.39 衝突振動台実験 (衝突距離:22mm)

(a) 接触面：鋼と鋼 （入力波 3Hz, 振幅 6.0m/s^2 , 衝突距離 22mm）

高振動試験体と衝突システムの衝突距離を 20mm に設定し、図 4.36 に示すように接触面は各々鋼材となっている。この実験システムに対して、3 Hz 正弦波（振幅 6.0m/s^2 ）を入力した実験結果を図 4.37 に示す。時刻歴波形を図 4.37(a)に、そのフーリエ振幅スペクトルを図 4.37(b)に示す。時刻歴波形において 1 秒間に 16 回の振幅が確認でき、16Hz 程度の振動数成分が励起されている。システム同定で得られた高振動数システムの固有振動数は 17Hz 程度であったが、衝撃によって励起される振動数は 16Hz 程度になる。これは、高振動数システムには振幅が大きくなると剛性が低下するという非線形性があり、高振動システムの大きな振幅における固有振動数は 16Hz 程度であることを示している。図 4.37 のフーリエ振幅スペクトルにおいても 16.5Hz の振動数成分が 8.4m/s^2 励起されている。

この実験においても、衝突直後に 134.8m/s^2 の衝撃加速度が記録されている。また、衝突振動数が数百 Hz の高振動数となっているため、試験体が有する数百 Hz の高振動数成分が励起されている。衝撃加速度と、それに伴、数百 Hz の高振動数のノイズによって波形全体が大きく影響を受けている。

(b) 接触面：鋼と鋼+ゴム （入力波 3Hz, 振幅 6.0m/s^2 , 衝突距離 22mm）

前節においては、衝撃によって極めて大きな衝撃加速度が観測されている。このような衝撃加速度は接触剛性を調節することによって抑制できることを、4.5.3 の解析等で示している。この衝撃加速度の抑制方法を実際の衝突振動台実験に応用し、その有効性を実験的に検証する。

ここでは接触部分にゴムシート（シリコン、硬度 45）を取り付ける（つまり、接触剛性を低減する）ことによって、衝撃加速度が低減することを試みる。接触部分の詳細を図 4.36 に示す。この実験システムに対して、前節と同じ入力波を用いた実験結果を図 4.39 に示す。図 4.39(a)の時刻歴波形では、衝撃加速度が 30.0m/s^2 程度であり、ゴムシートのない場合の衝撃加速度（ 134.8m/s^2 ）から 22.3%までに低減されている。図 4.39(b)のフーリエ振幅スペクトルでは、16.5Hz の振動数成分が 7.7m/s^2 の振幅で励起されており、ゴムシートを用いない場合において励起された振幅とほぼ等しくなっている。また、ゴムシートを配することによって不要な高振動数成分が除去されており、フィルタとしても機能している。

4.7.3 衝突振動解析

前節において、衝突距離を 22mm に設定し、2 種類の接触面（鋼と鋼、ゴムと鋼）に対して、衝突振動台実験を実施した。システム同定によって得た衝突システムと高振動試験体のパラメータによって、数値解析的に実験結果を再現することを試みる。

(a) 接触面：鋼と鋼 （入力波 3Hz, 振幅 6.0m/s^2 , 衝突距離 20mm）

衝突振動解析における衝突システムと高振動数試験体には、表 4.12 に示すパラメータを用いる。衝突剛性に関しては、実験結果における衝突時間(3.6ms)と等価質量から 120kN/mm となり、数値解析においてもこの値を用いる。また、反発係数に関しては実験結果を参照して 0.9 とする。これらのパラメータを用いた衝突振動解析の結果を図 4.40 に示す。

図 4.40(a)では，負方向に対して衝撃加速度が生じており，それによって最大加速度が 109.7m/s^2 になっている．一方，実験結果において，正方向に対して大きな加速度が生じているが，これは高振動試験体が有する数百 Hz の高次モードまでも衝撃によって励起されたことによる．数値解析においては，高振動数試験体を厳密な 1 質点系としているため，このような数百 Hz の高振動数の自由振動は生じていない．高振動試験体の応答のフーリエ振幅スペクトルは図 4.40(c)となる．数値解析結果（図 4.40(c)）と実験結果（図 4.37(c)）に対する 1Hz~50Hz における再現誤差は 3.6%程度である．

表 4.12 衝突振動解析のパラメータ

システム	質量 [kg]	固有振動数 [Hz]	減衰定数 [%]	反発係数	衝突剛性 [kN/mm]	衝突距離 [mm]
高振動数	735.0	16.2	5.0	0.9	120.0	22.0
衝突	200.0	2.2	25.0			

(b) 接触面：鋼と鋼にゴムを導入（入力波 3Hz，振幅 6.0m/s^2 ，衝突距離 22mm）

衝撃加速度を低減するために接触面にゴムを導入した実験結果を再現する．衝突振動解析に用いる高振動数試験体に対しては前節で用いたパラメータを用いるが，接触面にゴムを導入することによって衝突距離が変化する．これによって衝突システムの変形量が減少することから，衝突システムの動特性も影響を受けることになる．そこで，この数値解析においては，衝突システムの固有振動数を 2.4Hz に設定している．衝突剛性に関しては，実験結果における接触時間（12.5ms）と等価質量から導出した値を用いている．また，このときの反発係数はこれまでに用いてきた 0.9 を継続して用いる．

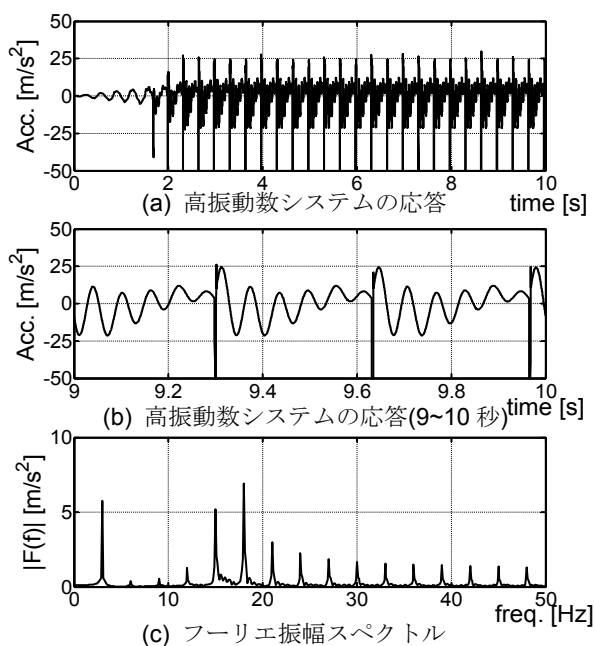


図 4.40 衝突振動解析（衝突距離:22mm）

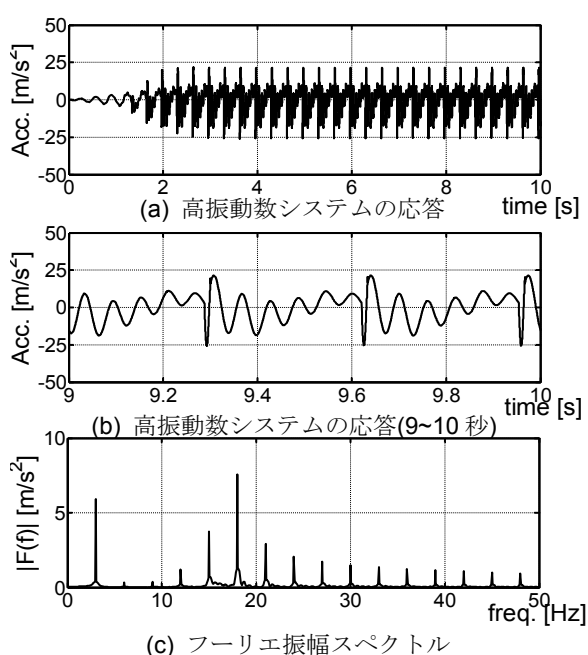


図 4.41 衝突振動解析（衝突距離:22mm）

表 4.13 衝突振動解析のパラメータ

システム	質量 [kg]	固有振動 数[Hz]	減衰定数 [%]	反発係数	衝突剛性 [kN/mm]	衝突距離 [mm]
高振動数	735.0	16.2	5.0	0.9	10.0	20.0
衝突	200.0	2.4	25.0			

衝突振動解析によって得られる高振動数システムの応答を図 4.41 に示す．接触面が鋼と鋼の場合には，衝突剛性を 120kN/mm に想定しているが，この数値解析の衝突剛性はその 1/10 程度である．そのため，図 4.41(a)において衝撃加速度を十分に抑制できており，実験結果（図 4.39）の傾向と等しい特徴を示している．また，高振動数システムの加速度応答のフーリエ振幅スペクトルは図 4.41(c)となり，実験結果図 4.41(c)とほぼ等しい形状を示している．これらのフーリエ振幅スペクトルから数値解析の再現性は 1.54%となる．

4.8 まとめ

本論では，振動台の再現可能振動数以上の振動数成分を含む応答を実現することを目的とし，衝突と自由振動を応用した衝突振動台実験手法を提案し，実際の振動台実験に応用した．この研究を通して得られた成果と知見を以下にまとめる．

- 1) 振動台限界以上の固有振動数を有する高振動数システムを，振動台限界以内の固有振動数を有する衝突システムによって十分な力積を与えることで，高振動数システムに自由振動を励起させる衝突振動台実験手法を提案した．実際の実験システムを用いた衝突振動台実験では，継続的な衝突によって擬似的な 30Hz の正弦波が実現され，衝突振動台実験手法の有効性が示された．
- 2) 衝突振動台実験手法を数値解析的に検討するために，衝突モデルについて検討し，衝突振動解析の手法について検討した．実際の実験システムに実施したシステム同定から得たパラメータを元に数値解析モデルを作成し，その数値解析モデルに振動台で計測された入力波を用いた衝突振動解析によって，実験結果とほぼ等しい結果が得られた．これによって，衝突振動解析の信頼性も確認することができた．
- 3) 衝突剛性による衝撃加速度への影響を定量的に検討し，衝突剛性を調節することによって衝撃加速度を抑制できることを解析的に示した．実際に実験では，接触面に接触剛性を調節するためのゴムを導入することで衝撃加速度が大幅に低減できることを実験的に示した．
- 4) 1 質点系同士の衝突を 1 質点系に連続的に一定の力積が作用する場合と 1 質点系が連続的に剛壁に衝突する場合に分解することによって，1 質点系同士の衝突の定常応答の近似解を導出した．得られた近似解を各種の振動数や入力波振幅をパラメータとして実施した衝突振動解析のパラメトリックスタディによって，導出した近似式によって定常応答を概ね表現できることを示した．

- 5) 重量構造物に対しても衝突振動台実験手法を適用するために、高振動数システムを試験体として用い、試験体に直接衝撃を与えることによって試験体自身に大きな応答を実現する手法を提案した。

参考文献

- 4-1) 佐藤智美: 強震記録に基づく 2003 年宮城県沖の地震の大加速度の成因に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, No.581, pp.31-38, 2004.7.
- 4-2) 池田孝, 武村雅之, 加藤研一: 強震記録に基づくフィリピン海プレート内で発生するスラブ内地震の高振動数成分の励起特性 北海道・東北地方のスラブ内地震との比較, 日本建築学会構造系論文集, No.586, pp.53-61, 2004.12.
- 4-3) 「地震防災研究基盤の効果的な整備のあり方について」(諮問第 24 号) にたいする答申, http://www.mext.go.jp/b_menu/shingi/gijyutu/gijyutu2/002/gijiroku/shiryou/011001/03.pdf, (参照 2010-07-07)
- 4-4) 葉山安信, 西崎純一, 渡辺誠, 毛利彰: 大型電気油圧サーボ系の応答性におよぼすシリンドラ油柱の影響, 日本機械学会論文集 (C 編) 65(634), pp.2265-2270, 1999.6.
- 4-5) 耐震安全性に関する調査研究への取り組み, <http://www.nsc.go.jp/senmon/shidai/genanken/genanken024/siryo6.pdf>, (参照 2010-07-07)
- 4-6) 梶井紳一郎, 安田千秋, 山下敏夫: 複数振動台の同期制御の検証, Dynamics & Design Conference 2003, 254-1, 2003.09.16.
- 4-7) 今村仁, 鈴木浩平: 区分的線形振動系における一般解の大域表現と標準形 (非線形性が不連続な場合), 日本機械学会論文集 (C 編) 57(541), pp.2811-2818, 1991.9.
- 4-8) 渡邊学歩, 川島一彦: 衝突ばねを用いた棒の衝突の数値解析, 土木学会論文集, JSCE, No.675, pp.125-139, 2001.
- 4-9) 本江哲行, 佐藤秀紀, 岩田佳雄, 小松崎俊彦, 本郷陽子: 球と平面からなる衝突系のモデル化と解析, 日本機械学会論文集 (C 編) 65(634), pp.2287-2293, 1999.6.
- 4-10) Robert Jankowsk: Non-linear viscoelastic modelling of earthquake -induced structural pounding. Journal of Earthquake Engineering and Structural Dynamics. 34: pp.595-611 2005.
- 4-11) Kil-Young Ahn, Bong-Jo Ryu: A Modeling of Impact Dynamics and its Application to Impact Force Prediction, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol 19, pp. 422-428, 2005.
- 4-12) H. M. Lankarani, P. E. Nikraves: A Contact Force Model With Hysteresis Damping for Impact Analysis of Multibody systems, Journal of mechanical Design, Vol. 112, pp.369-376. 1990.
- 4-13) E. A. Butcher: Characterizing Damping and Restitution in Compliant Impacts via Modified K-V and Higher-order Linear Viscoelastic Models, Journal of Applied Mechanics, Vol. 67, pp.831-834. 2000.
- 4-14) HAMID M. LANKARANI PARVIZ E. NIKRAVESH: Continuous Contact Force Models for

- Impact Analysis in Multibody Systems, Nonlinear Dynamics **5**: pp.193~207, 1994.
- 4-15) LADISLAV PŮST, FRANTIŠEK PETERKA: Impact Oscillator with Hertz's Model of Contact, *meccanica*, 38: pp.99-114, 2003.
- 4-16) Susendar Muthukumar, Reginald DesRoches: A Hertz contact model with non-linear damping for pounding simulation. *Journal of Earthquake Engineering and Structural Dynamics*. **35**: pp.811-828 2006.
- 4-17) 梶原浩一, 佐藤栄児, 田川泰敬: 実大三次元震動破壊実験装置 (E-ディフェンス) の加振性能と活用について, 運動と振動の制御シンポジウム講演論文集, No.9, pp.313~316, 2005.
- 4-18) 長松昭男: モード解析入門, コロナ社, 1993.
- 4-19) 桜井良文, 小畑耕郎: 振動・衝撃の計測, 朝倉書店, 1967.8.
- 4-20) 今村仁, 鈴木浩平: 区分線形振動系の一般解の大域表現と標準形 (衝突振動系の場合), 機械学会論文集. C 編, C 64(627) pp.4167-4175 1998.11.
- 4-21) 今村仁, 鈴木浩平: 衝突振動系の定常応答と周期解の一般形 (停滯を伴わない場合), 機械学会論文集. C 編, C 67(653) pp.23-29 2001.1.

第5章 構造物の地震応答を低減するすべり機構の開発

5.1 はじめに

1995年の兵庫県南部地震においては、鋼構建造物の1階柱脚の被害が多数報告された⁵⁻¹⁾。大地震時において、露出柱脚にはアンカーボルトの破断をとまなう重度の被害が生じ^{5-2,3)}、埋込固定柱脚においても高軸力状態において塑性回転を被れば、その損傷は著しい^{5-4,5)}。建物を考えるとき、梁崩壊メカニズムを呈していても、1階柱脚に強度低下が生じると、1階の層崩壊メカニズムを誘発し建物としての耐震性を大きく減じることになる⁵⁻⁶⁾。その一方で、基礎や柱脚など建物の基礎部分が一定の条件下で変形することで、上部構造物の損傷が抑制されるという指摘もある⁵⁻⁷⁻¹¹⁾。このような考え方を鋼構建造物に適用すれば、「柱脚を基礎に直置きする損傷抑制型鋼構建造物」という新たな鋼構造形式が考えられる。また、このような新たな構造形式を特別な装置を用いることなく、建築分野で一般に使われる鋼とモルタルを用いることで実現できれば、その適用性を一段と高めることができる。本研究では、鋼製柱脚が基礎モルタル上をすべることで、鋼構建造物の地震時損傷を抑制する直置き型鋼構建造物の実現を目標とする。

すべりを応用した構造物の地震応答はすべり挙動に大きく左右され、そのすべり挙動は、最大静止摩擦係数と動摩擦特性に支配される。そのため、鋼とモルタルの摩擦特性を把握しておくことは極めて重要である。静止摩擦係数に関して、露出柱脚ベースプレートと基礎モルタル間に対する静的繰返しせん断実験⁵⁻¹²⁾によって、すべりの繰返しに関わらず、最大静止摩擦係数は0.7~0.8程度であることが確認されている。動摩擦特性に関しては、剛体コンクリート錘に鋼製柱脚を取り付けた振動台実験⁵⁻¹³⁾によって、すべり最大速度0.1 m/s以下のような微小速度下においては鋼とモルタル間の動摩擦係数がほぼ一定であることが確認されている。しかし、トライボロジー分野では、多くの場合、すべり速度が動摩擦係数に影響すると認識されており^{5-14,15)}、鋼とモルタルの動摩擦特性も大速度領域においては大きく変わる可能性が高い。

本研究では大速度領域における鋼とモルタル間の動摩擦特性の検証を目的とし、1m/sのすべり速度を想定した振動台実験を行う。この振動台実験では剛体と弾性体の二種類によって上部構造物を模擬し、それらの構造物下における鋼とモルタル間の動摩擦特性を検討する。次いで、建物モデルに動摩擦特性を反映した地震応答解析から、上部構造物の損傷とすべりの最大変位の傾向を把握する。鋼とモルタルの摩擦係数が0.8程度であることから、重力加速度の0.8倍ほどに相当する大地震に対してのみ、滑りによる損傷抑制効果を発揮する可能性が高い。そこで、本論の後半においては、すべり面に鋼とモルタルを用いることを前提として、固体潤滑剤^{5-14,15)}として知られる黒鉛を用いることによって摩擦係数を低減する。鋼とモルタルに黒鉛を加えた動摩擦特性を検証することによって、すべりによる地震時損傷低減を効率的に実現することを試みる。

5.2. 剛体試験体を用いた振動台実験

本研究では大速度領域における鋼とモルタル間の動摩擦特性の検証を目的とし、すべり速度として 1m/s を想定した振動台実験を行う。この振動台実験では剛体と弾性体の二種類によって上部構造物を模擬し、それらの構造物下における鋼とモルタル間の動摩擦特性を検討する。

5.2.1 実験条件

上部構造物には、図 5.1 のような剛体とみなせるコンクリート錘を用いる。両者の 4 隅角部を PC 鋼棒で圧着し、鋼製フレームの 4 隅角底部に柱脚部をボルトで取り付け、上部構造物から生じる鉛直力と水平力を柱脚底部まで伝達する。コンクリートスラブ錘と鋼製平面フレームの合計重量は 77.8 kN である。上部構造物の接触面には鋼材を、もう一方の接触面にはモルタルを用い、そのモルタルは H 型鋼台座によって支持される。材料試験によるモルタルの圧縮強度は 35 N/mm² である。上部構造物の接触面の鋼材は、図 5.2 に示す鋼製箱型支持要素によって覆われ、鋼材接触要素によって支持される。また、基礎モルタルの摩擦面が 75 mm×75 mm の正方形断面となるように鋼材接触要素を加工しており、摩擦面に接触する 4 個の鋼材接触要素の平均面圧は 3.7 N/mm² である。

振動台に対して水平一方向可振とし、入力波は 1 Hz 正弦波を基本とする。入力波の振幅に対しては、すべり速度が 1 m/s を超えるように振幅を調整する。すべり速度は、計測時間刻み (0.01 秒) において測定されたすべり変位の増分から計算する。摩擦係数は、柱脚に作用する水平せん断力をその上の全重量で除した値である。

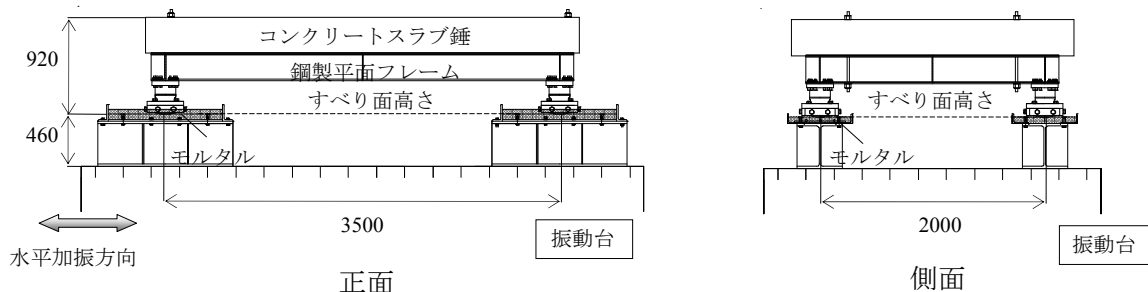


図 5.1 剛体試験体の立面図 (単位 : mm)

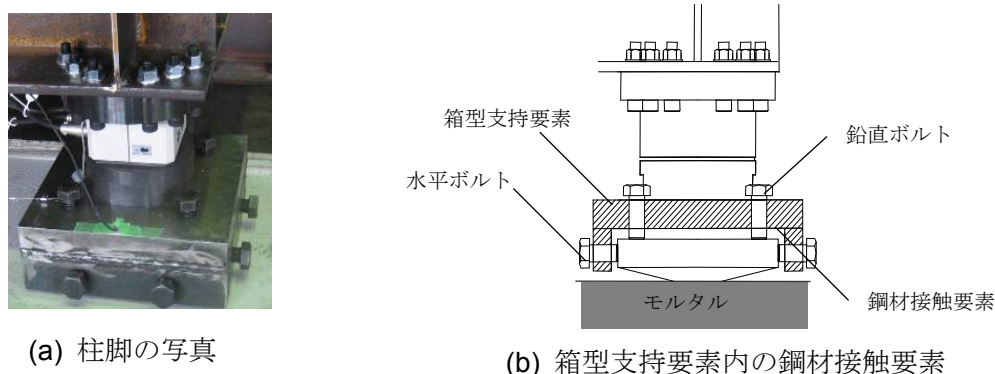


図 5.2 基礎接触面詳細

5.2.2 実験結果

1 Hz 正弦波（振幅 12 m/s²）を剛体試験体に入力した実験結果を図 5.3 に示す．図 5.3(a) はすべり変位の時刻歴波形である．最初の 5 秒ほどはすべりが一方向に集中する傾向にあり，変位が約 0.5 m に達している．その後は，約 0.25 m の振幅で定常的なすべりを示している．図 5.3(b) は摩擦係数とすべり変位の関係である．摩擦係数が約 0.8 のときにすべり出し，すべりの進行とともに摩擦係数が 0.3 程度まで減少している．すべり止るときには再び 0.8 付近まで回復している．図 5.3(c) は摩擦係数とすべり速度の関係である．すべり始めてから速度が上昇するにつれて摩擦係数が減少することが分かる．すべり速度が約 0.5 m/s において摩擦係数が 0.4 程度まで減少し，すべり速度 1 m/s 以上では約 0.3 を保持している．すべり出した直後における摩擦係数の低下が比較的顕著で，その後，変化は鈍くなる．速度が増える過程（加速過程）と速度が減る過程（減速過程）においては，ほぼ同じ軌跡を通過する，という特徴を有している．

5.2.3 摩擦力の数値モデル

(a) 動摩擦係数の速度依存性

動摩擦係数には，図 5.4 に示すように最大静止摩擦係数 μ_s から定常動摩擦係数 μ_d への移行が連続的に進み，低速度領域から速度の増大に伴って摩擦係数は次第に低下し，定常動摩擦係数に落ち着くという速度依存性が一般に認められている^{5-17,18)}．このような動摩擦

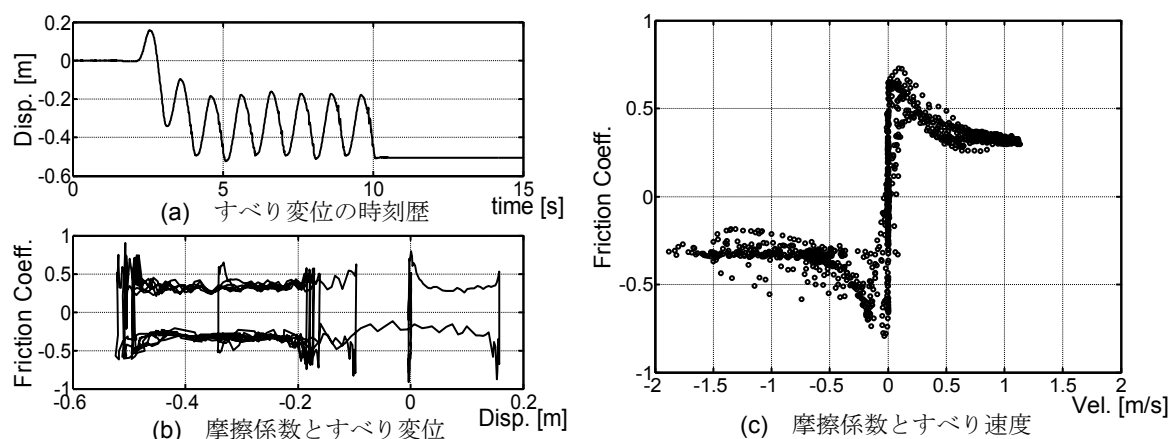


図 5.3 鋼とモルタル（剛試験体）

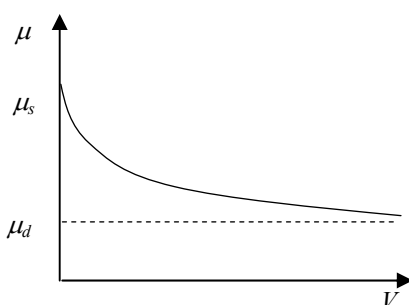


図 5.4 最大静止摩擦係数から定常動摩擦

特性は、一般に式(5.1)で表される⁵⁻¹⁹⁾。このモデルを本論では弾性速度依存モデルと称す。

$$|\mu(v)| = \mu_d + (\mu_s - \mu_d)e^{-\gamma|v|} \quad (5.1)$$

μ_s ：最大静止摩擦係数， μ_d ：定常動摩擦係数， γ ：動摩擦係数の速度依存性を決めるパラメータである。

すべての剛体に対して弾性速度依存モデルの動摩擦特性を用いると，その運動方程式は式(5.2)となる。また，微小速度においては式(5.3)が成り立つ。図 5.4 のような斬減型の速度依存性を示す場合に，最大静止摩擦係数 μ_s は定常動摩擦係数 μ_d よりも大きくなるため，式(5.3)における速度項の係数は負となる。式(5.3)の定数項がすべりを抑える力として安定的に作用していることから，剛体はいずれ停止するが，負の減衰力は相対的に運動を増進させる力が作用しているとみなせる。また，負の減衰を持つ系に剛性が付与されることで振動系が成立すると，不安定な振動現象である自励振動⁵⁻²⁰⁾を生じる場合がある。

$$m(\ddot{x} + \ddot{x}_g) + mg\{\mu_d + (\mu_s - \mu_d)e^{-\gamma\dot{x}}\} = 0 \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} m(\ddot{x} + \ddot{x}_g) + mg\mu_s - mg(\mu_s - \mu_d)\gamma\dot{x} &= 0 \\ (\because e^{-\gamma\dot{x}} \approx 1 - \gamma\dot{x}) \end{aligned} \quad (5.3)$$

m ：質量， g ：重力加速度， x ：相対変位， x_g ：地動変位，である。

(b) 実験結果の再現

数値解析では，最大静止摩擦係数 0.75 に相当するすべりをバネ剛性 2940 kN/mm と弾制限変位 0.001 mm に設定したバイリニア型の完全弾塑性モデルで表現する。このときのバネ剛性に対する固有振動数は 430Hz となり，近似的に剛塑性として見なせる。本論では，このモデルを動摩擦力一定モデルと称す。弾性速度依存モデルに対しては，実験結果を参照して，最大静止摩擦係数 μ_s と定常動摩擦係数 μ_d を決定し，動摩擦係数の減少度合いを支配するパラメータ γ を実験結果（図 5.5）に添うように決定した。ここでは，弾性速度依存モデルの各係数を $\mu_s=0.75$ ， $\mu_d=0.35$ ， $\gamma=4$ に設定する。両モデルに対する数値解析において，入力波は実験時に振動台上で計測された加速度を用いる。

この数値解析で得られる結果を図 5.5 に示す。図 5.5(a)はすべり変位の時刻歴波形であり，弾性速度依存モデルでは，すべり初期段階においては実験結果との差異があるものの，一般的に実験結果をよく再現しており，残留変位も一致している。動摩擦力一定モデルではすべり振幅が 0.05 m と，実験結果のすべり振幅 0.25 m の 1/5 程度になっている。図 5.5(b)，(c)は摩擦係数とすべり変位の関係である。動摩擦力一定モデルの場合，実験結果と履歴形

状が大きく異なるのに対して、弾性速度依存モデルでは、動摩擦係数の低下する傾向をよくとらえている。摩擦係数とすべり速度を示す図 5.5(d)の実験結果においては、最大静止摩擦係数を 0.75 とする動摩擦係数一定モデルにおいて、その最大速度は実験結果の 1/5 程度にとどまる。一方、弾性速度依存モデルは、実験結果の摩擦係数とすべり速度の関係をとりえており、最大すべり速度は実験結果（1.5 m/s）に対して 1.2 m/s となる。

5.3 弾性試験体を用いた振動台実験

5.3.1 実験条件

柔性のある鋼構造建物を模擬するために、図 5.6 の各層 1 ton の鋼製フレームと積層ゴムを 3 段に重ねた弾性試験体を用いる。積層ゴム 1 基の水平剛性の公称値は 100 N/mm であり、試験体の 1 次振動数が約 2 Hz（周期 0.5 秒）になるように、1 層目に 8 基、2 層目に 6 基、3 層目に 4 基を配置する。剛体試験体と同じモルタル付 H 型鋼台座は継続して使用する。入力波は、剛体試験体のときと同じく、水平一方向の 1Hz 正弦波である。

5.3.2 実験結果

ここでは、剛体試験体と同程度のすべり速度に達した、1Hz 正弦波の入力振幅 7 m/s^2 の実験結果を図 5.7 に示す。図 5.7(a)はすべりの時刻歴波形である。約 0.15 m の振幅のすべりを繰り返し、片方向に流れている。図 5.7(b)は動摩擦係数とすべり変位の関係である。すべり出すときには摩擦係数が 0.8 程度であるが、すべりの途中には摩擦係数が 0.3 程度まで減少する。ただし、剛体試験体のときに比べれば、動摩擦係数の減少は比較的緩やかである。また、剛体試験体のときには、すべり止る直前に動摩擦係数が 0.8 付近まで回復していたが、

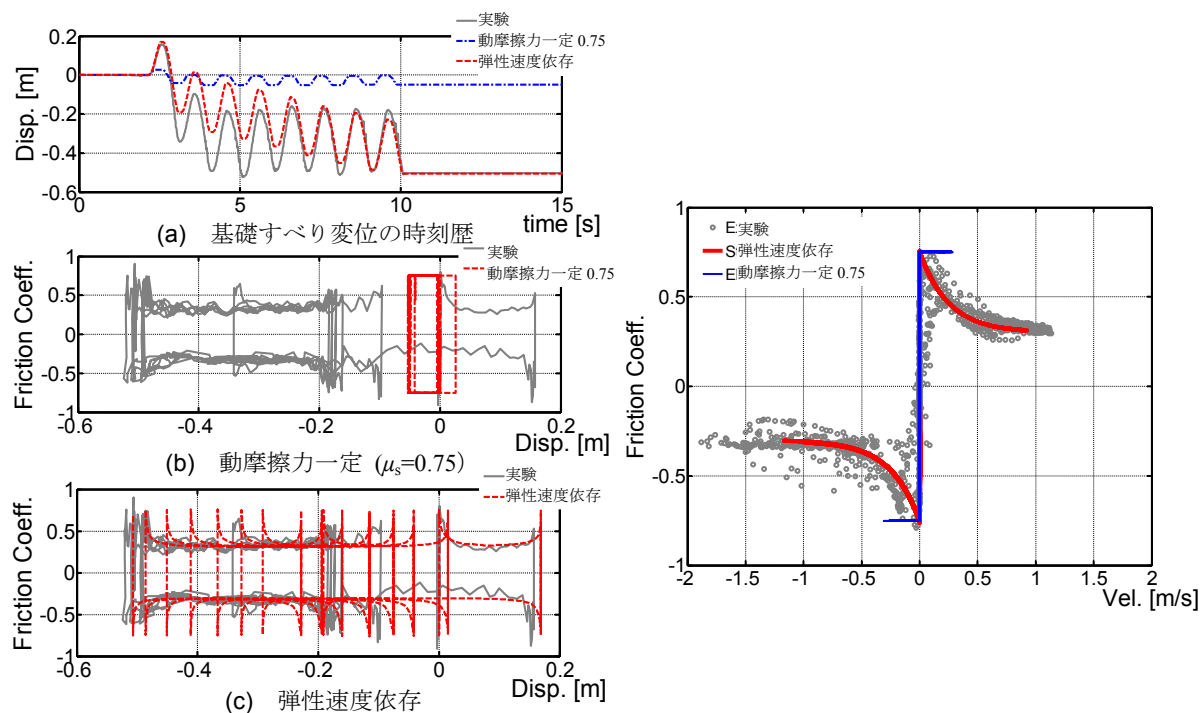


図 5.5 数値解析による実験の再現

本実験結果ではすべり止るときの摩擦係数がおよそ 0.5 と、すべり出す動摩擦係数よりも小さくなる．図 5. 7(c)は動摩擦係数とすべり速度の関係である．すべり出してから 0.2 m/s 付近までは動摩擦係数が一定に保たれ、その後、速度の上昇とともに摩擦係数が時計回りに低下する．減速過程においては、摩擦係数は 0.3～0.4 付近で比較的安定した値をとり、すべり止る前では 0.5 程度となっている．

5.3.3 摩擦力の数値モデル

(a) スティックスリップ現象

上部構造物が剛体から弾性試験体になることで、「すべり止る動摩擦係数はすべり出す動摩擦係数まで回復しない」という特徴が生まれる．この特徴は、負の減衰によって引き起こされる不安定な振動現象（自励振動）の代表例、いわゆるスティックスリップ現象を参照することによって説明できる．スティックスリップ現象のモデルは、図 5.8(a)のようにバネ付きの質点を想定し、そのバネ端を徐々に引っ張るというものである．バネが伸びるにつれて復元力が大きくなり、その復元力が最大静止摩擦以下であれば、質点は停止したままである．復元力が最大静止摩擦を超えると、質点はすべり、復元力が最大静止摩擦以下、すべり速度がゼロ、という二つの条件を満たすことで質点は止まる．

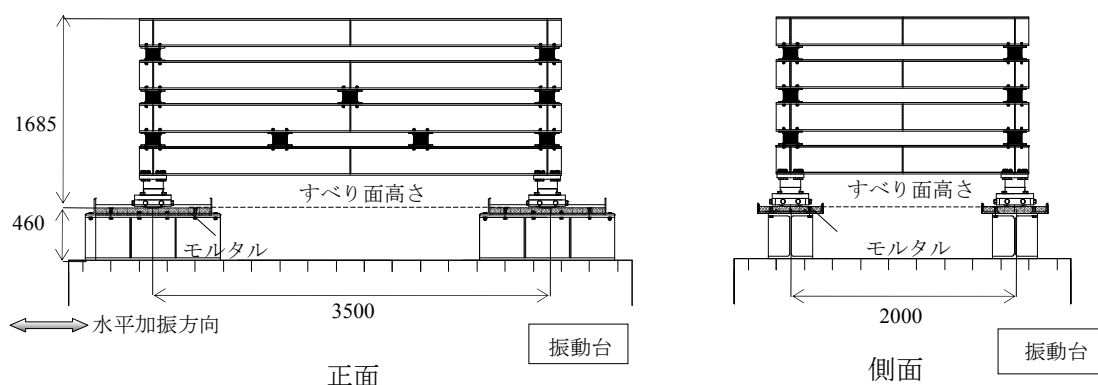


図 5.6 弾性試験体の立面図（単位：mm）

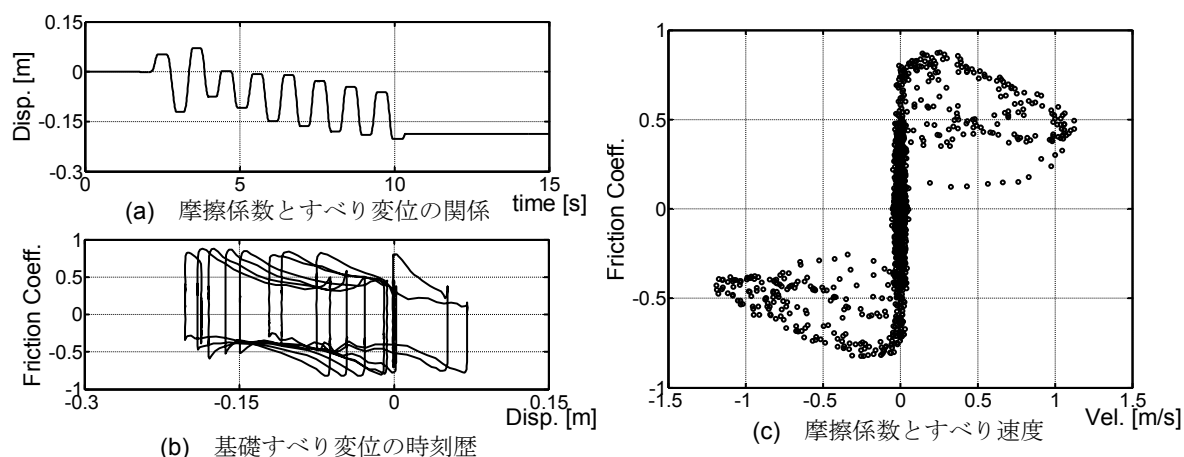


図 5.7 弾性試験体を用いた振動台実験

スティックスリップ現象に関わる実験資料では、本実験における弾性試験体の動摩擦特性と共通する特徴が多数報告されている^{5-19,21~26}。その一般的な動摩擦特性は図 5.8(b)に示すように、最大静止摩擦係数を元に、時計回りに摩擦係数が低下し、停止するときには最大静止摩擦係数までに回復しないというものである。これは、スティックスリップ現象におけるすべり面の物理特性がすべる剛体のときとは異なることを示しており、その差異は漸減型の動摩擦特性における不安定な振動現象に由来している^{5-15,17,18}。そもそも、漸減型の動摩擦特性を持つ場合のみにスティックスリップ現象が生じるが、このとき、すべり始めにおいて蓄えられた復元力が動摩擦力よりも大きくなり、質点を加速させるように作用する。また、復元力が動摩擦力よりも小さくなると、質点を減速させるように作用する。このように、復元力によってすべり速度が剛体の場合に比べて急激に変化することで、すべり面の変化が相対的に遅れ、加速過程においては最大静止摩擦力を維持するように低下し、減速過程においては緩やかに低下するか、定常動摩擦力を維持するという図 5.8(b)の履歴を持つこととなる。

スティックスリップ現象の運動方程式を式(5.4)に、図 5.9 のすべる弾性体の運動方程式を式(5.5)に示す。式(5.5)のすべりに関する釣合式に対して、 $z=x_1-x$ とすれば、スティックスリップ現象の式(5.4)と一致する。これは、すべる弾性体ではスティックスリップ現象が伴うことを示している。本研究の弾性試験体を用いた実験においても、上部構造の復元力によってスティックスリップ現象が生じ、動摩擦係数は速度に対して図 5.8(b)のような履歴となった。

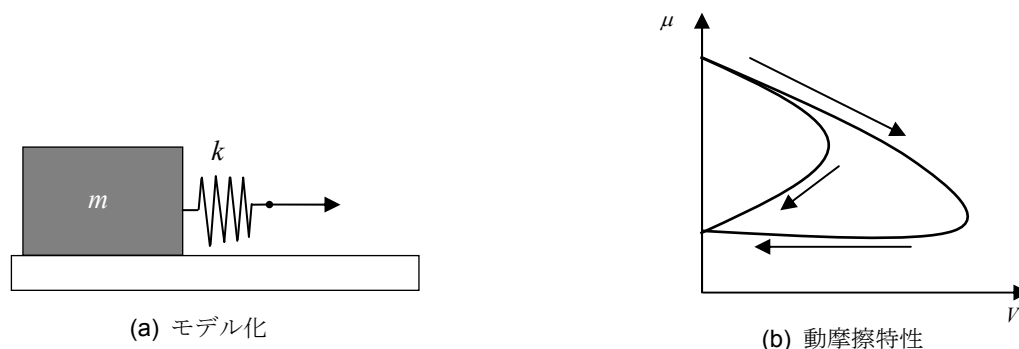


図 5.8 スティックスリップ現象

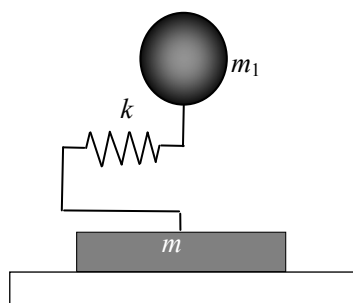


図 5.9 数値解析モデル

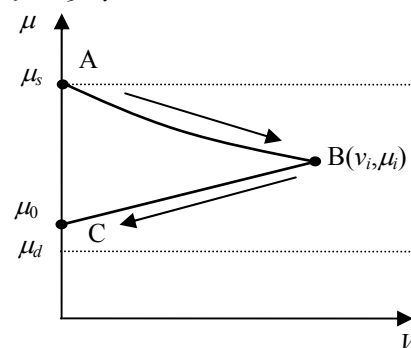


図 5.10 履歴速度依存モデル

$$m(\ddot{x} + \ddot{x}_g) + f_r - kz = 0 \quad (5.4)$$

$$\begin{cases} m_1(\ddot{x} + \ddot{x}_g) + k(x_1 - x) = 0 \\ m(\ddot{x} + \ddot{x}_g) + f_r - k(x_1 - x) = 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

m : すべる質点の質量, x : 相対変位, x_g : 地動変位, f_r : 摩擦力, k : バネ剛性, z : バネ変形, m_1 : 弾性体の質量, x_1 : 弾性体の相対変位, である.

(b) 履歴速度依存モデル

スティックスリップ現象では不安定な振動現象となり, すべり面の微小な変化が動摩擦特性に大きく影響する. そのため, すべり面の変化を考慮する状態変数を用いたモデルが提案されている^{5-27,28)}. しかし, その状態変数はすべり面に関する詳細な実験に基づいて決められなければならない, そのモデルの適用は容易ではない. 本研究では図 5.8(b)の履歴となるということを前提に, スティックスリップ現象の動摩擦特性を速度のみの関数として表現する. 図 5.10 に示す履歴を式(5.6)によって定義し, これを履歴速度依存モデルと称する.

$$|\mu(v)| = \begin{cases} \mu_d + (\mu_i - \mu_d)e^{-\gamma(|v| - v_i)} & \text{加速過程} \\ \mu_0 + Kv & \text{減速過程} \end{cases} \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} \mu_0 &= \mu_s \zeta + \mu_d (1 - \zeta) \\ \zeta &= \left(\frac{\mu_i - \mu_d}{\mu_s - \mu_d} \right)^\eta, \quad K = \frac{\mu_i - \mu_0}{v_i} \end{aligned} \quad (5.6a)$$

μ_s : 最大静止摩擦係数, μ_d : 定常動摩擦係数, μ_i : 加速過程と減速過程が切り替わる i 点における動摩擦係数, v_i : μ_i となる時の速度, μ_0 : 減速過程における収束先となる動摩擦係数, γ : 加速過程における摩擦係数の速度依存性を決めるパラメータ, ζ : 減速過程における収束先を決定するパラメータ, η : ζ の重み係数である.

このモデルは, 加速過程においては弾性速度依存モデルに従い, μ_i (滑り出すときには μ_s) から μ_d へ指数関数的に漸近し, 減速過程においては μ_i から μ_0 へ線形的に収束する. 履歴速度依存モデルは弾性速度依存モデルに対して η というパラメータを一つ増やすことで, 減速過程の履歴を実現している.

(c) 実験結果の再現

剛体試験体を用いた実験では最大静止摩擦係数が 0.75 程度であったが、弾性試験体の場合には 0.85 程度となる。これは、剛体試験体の実験を多数回繰り返した後に、弾性試験体の実験を同じすべり面を用いて実施したことによるすべり面の変化が原因である。数値解析では最大静止摩擦係数を 0.85 に設定するが、剛体試験体に対する数値解析と等しい弾性限変位 (0.001 mm) を付与することを前提とし、初期剛性 3330 kN/mm を用いる。定常動摩擦係数は、剛体試験体の場合と同様に、0.35 とする。その他の係数については、実験結果と解析結果を比較しながら決定し、履歴速度依存モデルの係数には $\mu_s=0.85$, $\mu_d=0.35$, $\gamma=1.2$, $\eta=3.0$ を用いる。さらに、比較のために剛体試験体で得た弾性速度依存モデルに対して、最大静止摩擦係数 μ_s のみを 0.85 に変更したモデルを用いる ($\mu_s=0.85$, $\mu_d=0.35$, $\gamma=4$)。弾性試験体を模擬する 3 質点系の各層の剛性は実験から得られる各層の復元力と変形から導出した (1 層 : 0.87kN/mm, 2 層 : 0.67kN/mm, 3 層 : 0.45kN/mm)。また、弾性試験体の減衰定数は 1 次固有振動数 (1.7Hz) に対して 3%であることを実験結果の自由振動波形から確認している。数値解析でも上部構造物の減衰は 1 次固有振動数に対して 3%を想定し、初期剛性比例型を用いる。入力波は実験時に振動台上で計測された加速度を用いる。

この数値解析で得られる結果を図 5.11 に示す。すべり変位に関して、動摩擦力一定モデルではほとんどすべらず、弾性速度依存モデルでは最大すべり変位が実験結果の 2.5 倍ほどに達しており、実験結果を十分には再現できていない。これに対して、履歴速度依存モデル

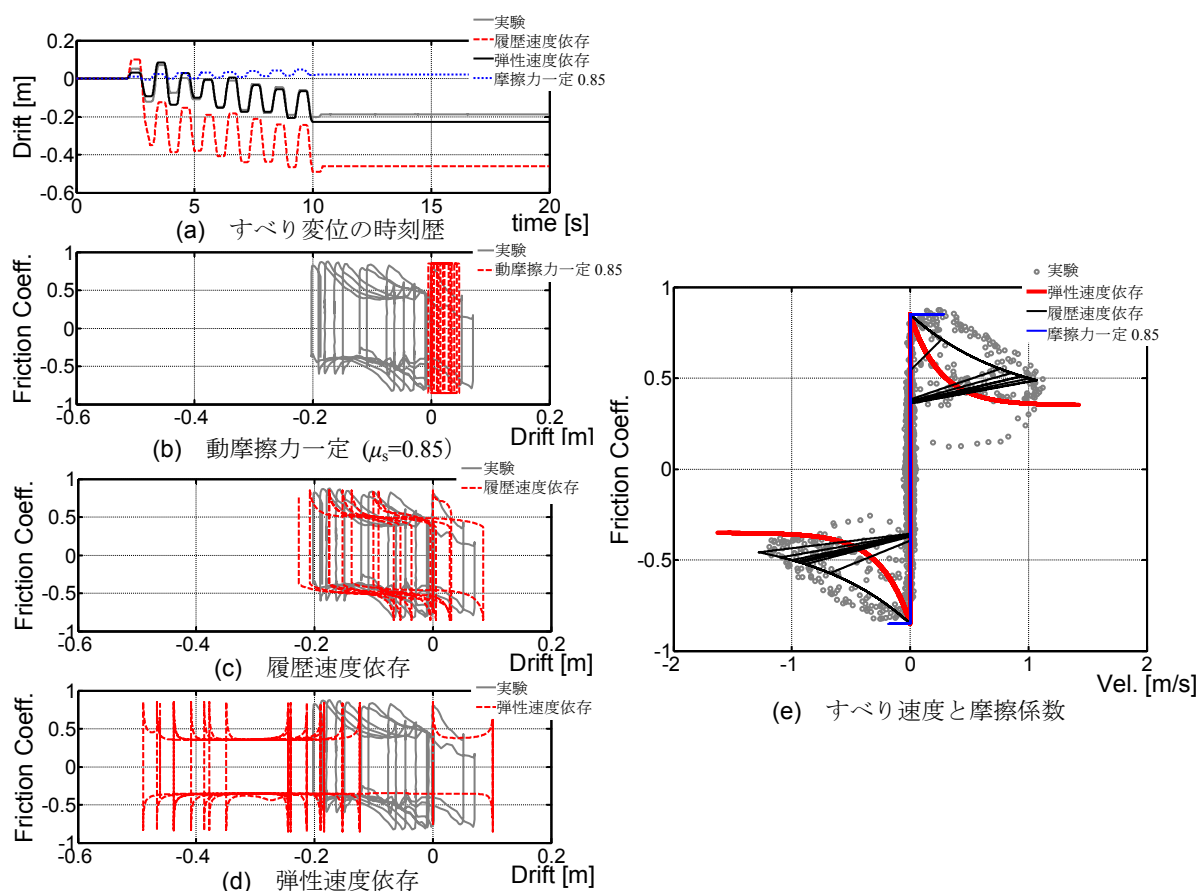


図 5.11 数値解析

ルのすべり変位は実験結果とよい対応を示しており、特に残留変位がほぼ一致している。また、図 5.11(b)~ (d)の摩擦係数とすべり変位との関係において、弾性速度依存モデルと摩擦力一定モデルではすべり止る摩擦係数が最大静止摩擦係数と等しくなっているが、履歴速度依存モデルでは最大静止摩擦係数の半分程度までに低下しており、実験結果とよい対応を示している。この解析における動摩擦係数とすべり速度の関係を図 5.11(e)に示す。動摩擦力一定モデルでは、速度の増大に伴う動摩擦係数の減少を表現できず、その最大速度は実験結果 (1 m/s) の 2/3 程度にとどまる。弾性速度依存モデルでは、速度依存性が比較的強く動摩擦係数が急激に低下し、その結果、最大速度も実験結果の 1.3 倍ほどに過大評価されている。これに対して、履歴速度依存モデルでは、実験結果の最大速度とほぼ等しく、実験結果の動摩擦特性を表現できている。

5.4 動摩擦特性変化による建物応答評価

5.3 において、スティックスリップ現象によって動摩擦特性が大きく変わることを示し、その影響を履歴速度依存モデルによって考慮することで、すべり変位・速度を正當に評価できることを示した。ここでは、「露出柱脚を置くだけの損傷抑制型の鋼構造建物」に地震動を入力し、動摩擦特性（動摩擦モデル）の違いによる柱脚のすべり変位と上部構造物の損傷への影響を検討する。

5.1 解析条件と評価指標

(a) 解析方針

数値解析では、中低層程度の建物を想定し、固有周期 0.5 秒の構造物を想定する。ここではすべる柱脚の上に上部構造物を代表する 1 質点形モデルをのせ、全体としては 2 質点モデル（図 5.12）を用いて、地震応答解析を実施する。想定する構造物に対して、柱脚の質量は上部構造物の質量の 1/3 程度になると仮定し、柱脚の質量と上部構造物の質量比を設定する（この値は、5.3 で説明した弾性試験体を用いた実験の質量比に相当する）。

(b) 建物の強度と入力地震動

摩擦力とすべりの関係について、弾性試験体の実験結果に基づいた履歴速度依存モデル、弾性速度依存モデル、動摩擦力一定モデル ($\mu_s=0.85$) の 3 つを用いる。上部構造物の層せん断力-層間変形関係は図 5.13 のトリリニア型の骨格曲線とし、第 2 分枝と降伏後の剛性低下率は、それぞれ初期剛性に対して 0.7, 0.1 とする。すべり柱脚の最大静止摩擦係数 μ_s を 0.85 に固定し、上部構造物の降伏ベースシア係数 C_{by} を 0.5~1.7 の範囲で変化させる。最大静止摩擦係数 μ_s に対する上部構造物の降伏ベースシア係数を強度比 $R (=C_{by}/\mu_s)$ とすれば、降伏耐力比は式(5.7)として表すことができる。なお、この解析において、質量比 (m_b/m_1) は 1/3 であり、降伏耐力比=0.75R の関係となる。

$$\frac{Q_y}{F_s} = \frac{1}{1 + m_b / m_1} R \quad (5.7)$$

入力波としてエルセントロ NS, タフト NS を用いる. この地震動 2 波の速度応答スペクトル S_v ($h=0.03$) を基準にし, 固有周期 0.5 秒の速度応答スペクトルが 1.0 m/s, 2.0 m/s, 3.0 m/s になるように調整したエルセントロ波 NS を EL1, EL2, EL3 と, 同じくタフト波を Taft 1, Taft 2, Taft 3 と表記する. 図 5.14 に, EL1 と Taft1 の速度応答スペクトル S_v ($h=0.03$) を示す. なお, EL3 は原波 (地動最大速度 0.32 m/s) の約 4 倍, Taft 3 は原波 (地動最大速度 0.15 m/s) の約 8 倍である. EL1 と Taft1 が地動速度 0.5m/s の地震動レベルに概ね相当する.

(c) 損傷評価

構造物の損傷評価に関して, すべり柱脚は経験した最大すべり変位を, 上部構造物は総エネルギー入力を対象とする⁵⁻²⁹⁾. 建物への総エネルギー入力 E は式(5.8)となるが, 構造物の損傷に寄与するエネルギー入力 (損傷累積量に相当) E_D は式(5.9)となるこの損傷に寄与するエネルギー入力には, 弾性振動エネルギー E_e と累積塑性エネルギー E_p の 2 種類が含まれる. 柱脚がすべることによる損傷率を「柱脚固定時の損傷に寄与するエネルギー入力 $E_{D_{fix}}$ 」に対する「すべり柱脚による損傷に寄与するエネルギー入力 $E_{D_{free}}$ 」の比として表す.

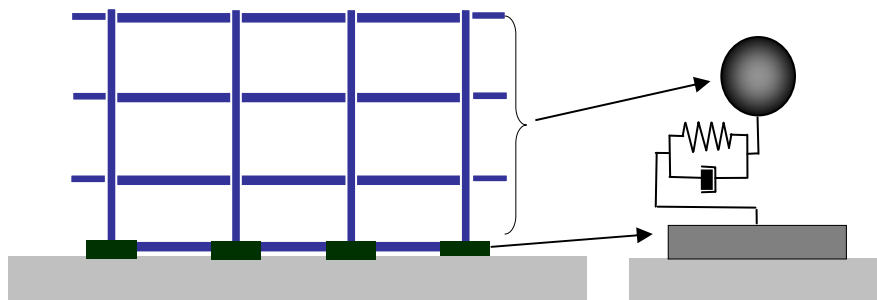


図 5.12 すべる構造物のモデル化

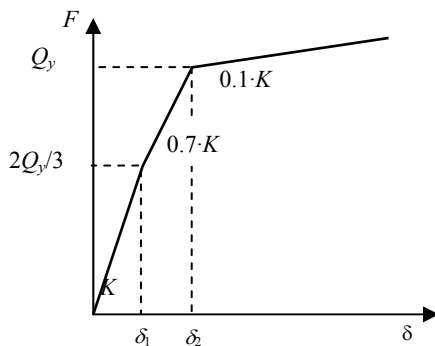


図 5.13 上部構造物の骨格曲線

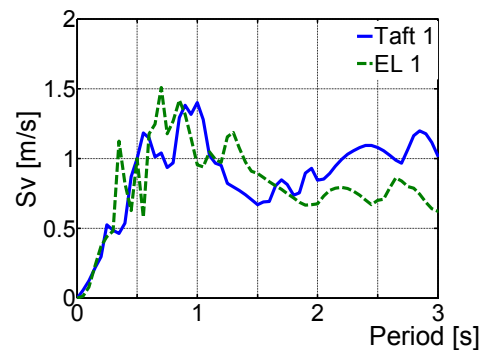


図 5.14 入力地震動の速度スペクトル

$$E = m_1 \int_0^t \ddot{y} \dot{y} dt + c_1 \int_0^t \dot{y} \dot{y} dt + \int_0^t F_k(y) \dot{y} dt \quad (5.8)$$

$$E_D = m_1 \int_0^t \ddot{y} \dot{y} dt + \int_0^t F_k(y) \dot{y} dt (= E_e + E_p) \quad (5.9)$$

m_1 : 上部構造物質量, m_2 : 上部構造物減衰係数, y : 柱脚からの変位, F_k : 剛性による復元力である.

5.2 解析結果

(a) 柱脚の最大すべり変位

入力地震動 2 波に対して, 3 つの摩擦モデルを用いた解析から得られた, 柱脚が経験した最大すべり変位を図 5.15 に示す. いずれの場合も, 降伏耐力比が 0.5 (強度比 $R=0.75$ に相当) を超え, 上部構造物の耐力がすべり面の耐力の半分程度になるとすべりが生じ, R が大きくなるに従い最大すべり変位も大きくなる傾向がある. 降伏ベースシア係数と最大静止摩擦係数が等しくなる $R=1$ に着目して, 最大経験すべり変位を検討する. 履歴速度依存モデル (図 5.15(a)) では, EL 3 と Taft 3 に対して 0.3 m 程度となる. 弾性速度依存モデルでは, EL 3 に対して 0.5m, Taft3 に対して 0.6m となり, 履歴速度依存モデルに比べて 2 倍程に過大評価する. 一方, 動摩擦係数一定モデル (図 5.15(c)) では, Taft 3 や EL 3 に対して 0.1 m となり, 履歴速度依存モデルのおよそ 1/3 程度と小さい値を示している.

(b) 上部構造物の損傷

上部構造物の損傷率を図 5.16 に示す. 上部構造物の損傷率は, 降伏耐力比の 0.5 (強度比 $R=0.75$ に相当) を境に大きく減少する. これは, 降伏耐力比が 0.5 を下回るとき, 柱脚固定の場合と同じエネルギー吸収となり, 0.5 を上回ると柱脚がエネルギー吸収を肩代わりすることで, 上部構造物の損傷が減少する. つまり, 最大静止摩擦係数に対して, 上部構造物がその半分に相当する降伏耐力があつて始めて, すべりによる損傷低減機能が發揮される.

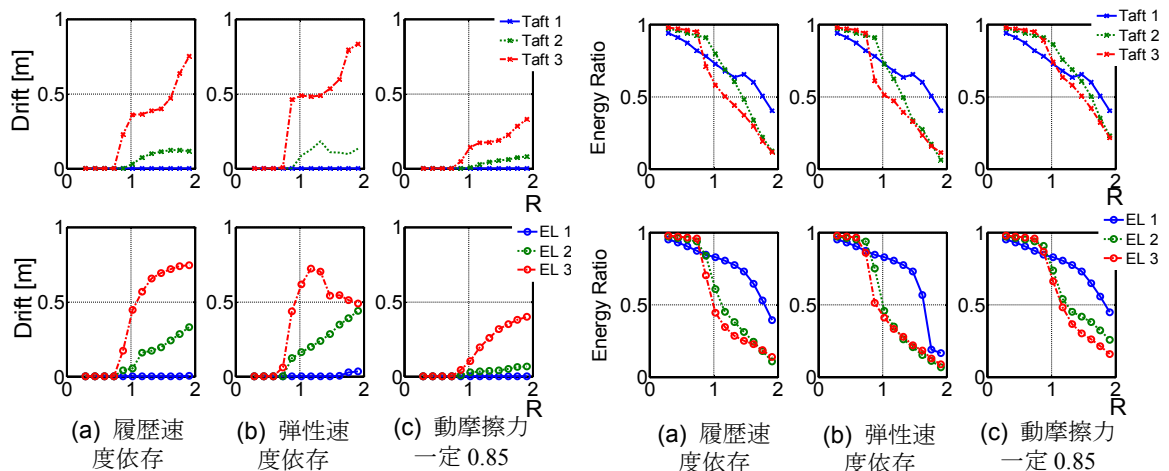


図 5.15 最大すべり変位

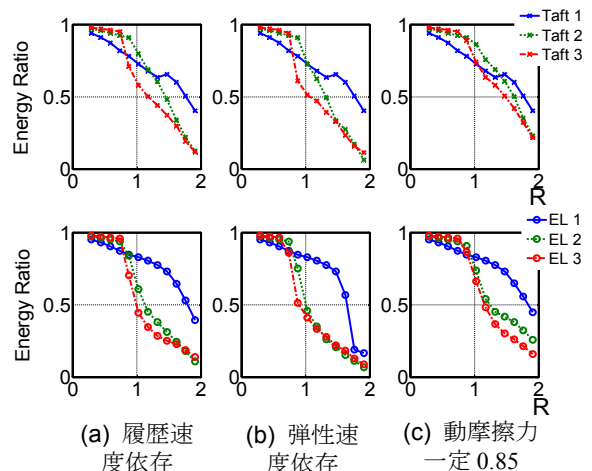


図 5.16 損傷率

それ以下の降伏耐力では，上部構造物が相対的に弱すぎて，地震による入力エネルギーが上部構造物に集中してしまう．また，最小の地震動レベルの場合には，他のレベルの場合とは異なり，損傷率の形状が上に凸となる傾向がある．これは，最小の地震動レベル時では弾性エネルギーの減少率が損傷率に大きく影響し，それ以上の地震動レベルでは累積塑性エネルギーの減少率が損傷率に影響するからである．

最大経験すべり変位と同じく，強度比 $R=1$ に着目して，上部構造物の損傷率を検討する．履歴速度依存モデルでは，EL3 や Taft3 に対して損傷率が 0.5 になっており，弾性速度依存モデルも概ね等しい値を示している．これは，降伏ベースシア係数が最大静止摩擦係数と等しい場合には，上部構造物とすべりによるエネルギー吸収がほぼ等しくなることを示している．動摩擦力一定モデルでは速度依存性を考慮する二つのモデルよりも損傷率が高くなる傾向があるが，3 種類のモデルの損傷率は概ね等しく，最大経験すべり変位ほどモデルの違いによる影響を受けていない．このように，上部構造物の損傷率は，最大静止摩擦係数と上部構造物の降伏ベースシア係数の関係に大きく影響され，動摩擦係数の変化に対してはそれほど大きな影響を受けないということである．これに関して，通常，摩擦は減衰として捉えられることから，すべることで吸収されるエネルギーは，式(5.8)の減衰エネルギーに相当する．漸減型の速度依存性を示す動摩擦力は速度増加に伴って摩擦力が減少するが，同時に，速度に関しては動摩擦力一定モデルよりも増大する．そのため，3 種の動摩擦モデルによる減衰エネルギーの総量はあまり変動せず，各動摩擦モデルによる損傷率に大きな差異が生じなかったと考えられる．

5.5 構造物の降伏耐力と摩擦係数

すべりを応用した構造建物の地震応答はすべり挙動に大きく左右され，そのすべり挙動は，最大静止摩擦係数と動摩擦特性に支配される．これまでに，鋼とモルタルの最大静止摩擦係数と動摩擦特性を把握する振動台実験を実施し，最大静止摩擦係数は 0.7~0.8 程度であること，速度の上昇に伴って動摩擦係数が減少することを確認している．この最大静止摩擦係数に基づいてすべりによる損傷低減構造建物を実現しようとする，地動速度が 1.0m/s にも及ぶ大地震動に対してはすべりによる損傷低減効果を発揮するが，それ以下の地

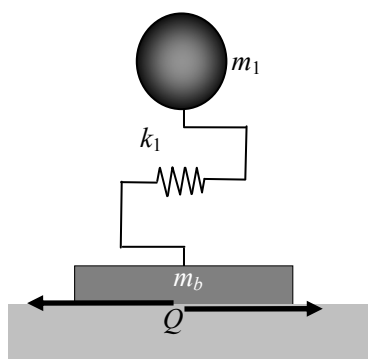


図 5.17 すべり構造物のモデル

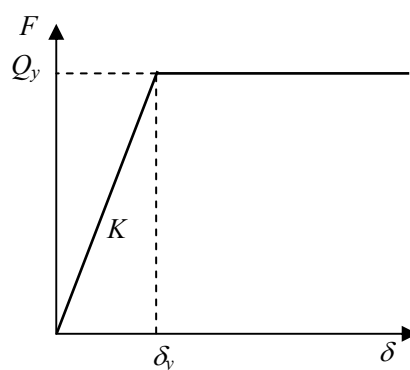


図 5.18 上部構造物の骨格曲線

震動に対しては、十分な効果を期待することができない．ここでは、すべり面に鋼とモルタルを用いることを前提として、その最大静止摩擦係数を低減することで、すべりによる地震時損傷低減を効率的に実現することを試みる．ここでは、構造物を弾性域にとどめるという指標に即して、構造物の降伏耐力と摩擦係数との関係を明らかにする．

5.5.1 直置き型構造物の動的挙動

構造物の降伏耐力と摩擦係数との関係を解析的に明らかにするために、いかなる条件において構造物がどのような挙動を示すかを把握しておく必要がある．ここでは、すべらない状態（非すべり状態）とすべり状態に分類して、それぞれにおける構造物の応答を検討する．この検討に用いる解析モデルとして、すべる基礎柱脚を質点とし、上部構造物を非減衰系 1 質点に置き換えた図 5.17 のモデルを用いる．このとき、上部構造物に対して図 5.18 のような完全弾塑性型の履歴を想定する．

(a) 非すべり状態

すべらない状態におけるすべる構造物の運動方程式は式(5.10)として与えられる．この運動方程式において、基礎柱脚に相当する 1 質点目の釣合式は式(5.11)として表され、式(5.11)から上部構造物に作用する層せん断力は式(5.12)として与えられる．式(5.12)において、上部構造物に作用するせん断力は、基礎柱脚に作用する摩擦力と基礎柱脚に作用する地震外力によって決まることを示している．式(5.12)から、すべらない状態において上部構造物に作用しうる最大の層せん断力は、最大静止摩擦係数 μ_s と入力地震動の最大加速度振幅 A_{g_max} によって、式(5.13)として与えられる．

$$\begin{cases} m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_g) + k_1(x_1 - x_b) = 0 \\ m_b(\ddot{x}_b + \ddot{x}_g) - k_1(x_1 - x_b) = -\mu(m_1 + m_b)g \end{cases} \quad (5.10)$$

$$m_b\ddot{x}_g + m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_g) = \mu(m_b + m_1)g \quad (5.11)$$

$$Q = m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_g) = \mu(m_b + m_1)g - m_b\ddot{x}_g \quad (5.12)$$

$$Q_{max} = \mu_s(m_b + m_1)g + m_bA_{g_max} \quad (5.13)$$

x_1 : 上部構造物の変位, m_1 : 上部構造物の質量, k_1 : 上部構造物の剛性, x_b : すべり変位, m_b : 基礎柱脚の質量, μ : 摩擦係数, μ_s : 最大静止摩擦係数, g : 重力加速度, Q : 層せん断力, Q_{max} : 層せん断力, A_{g_max} : 入力地震動の最大加速度, である．

(b) すべり状態

すべる構造物のすべり状態において、動摩擦係数が最大静止摩擦係数と等しいとすれば、各質点の運動方程式は式(5.14)として表される．この運動方程式に関して、各質量で基準化

すると式(5.15)が得られ、この式(5.15)から上部構造物の層間運動に関する式(5.16)が得られる。この式に上部構造物の変形量 y と等価角振動数 ω_e を導入すると式(5.17)となる。この式(5.17)では、上部構造物の変形量は入力地震動の影響を受けずに、摩擦力という外力によって決まることが示されている。式(5.17)は非減衰系 1 質点に一定外力が作用しているだけであるから、式(5.18)としてその解が得られる。ただし、式(5.18)を得る際には、式(5.17)の初期条件として層間変形を y_0 、層間速度を 0 に設定している。

$$\begin{cases} m_1(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_g) + k_1(x_1 - x_b) = 0 \\ m_b(\ddot{x}_b + \ddot{x}_g) - k_1(x_1 - x_b) = -\mu_s(m_1 + m_b)g \end{cases} \quad (5.14)$$

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \ddot{x}_g + \frac{k_1}{m_1}(x_1 - x_b) = 0 \\ \ddot{x}_b + \ddot{x}_g - \frac{k_1}{m_b}(x_1 - x_b) = -\mu_s\left(1 + \frac{m_1}{m_b}\right)g \end{cases} \quad (5.15)$$

$$\ddot{x}_1 - \ddot{x}_b + \frac{m_1 + m_b}{m_1 m_b} k_1(x_1 - x_b) = \mu_s\left(1 + \frac{m_1}{m_b}\right)g \quad (5.16)$$

$$\ddot{y} + \omega_e^2 y = \mu_s\left(1 + \frac{m_1}{m_b}\right)g \quad \left(\because \omega_e = \sqrt{\frac{m_1 + m_b}{m_1 m_b} k_1} \right) \quad (5.17)$$

$$y = \delta + (y_0 - \delta) \cos \omega_e t \quad \left(\because \delta = \frac{\mu_s m_1 g}{k_1} \right) \quad (5.18)$$

y : 上部構造物の層間変形, ω_e : 等価角振動数, y_0 : 滑り出す直前における上部構造物の層間変形, である。

5.5.2 直置き型構造物の摩擦係数とベースシア係数

5.1 において、非すべり状態とすべり状態における上部構造物の応答を検討している。この検討に基づいて、上部構造物を塑性化させないベースシア係数と摩擦係数との関係を明らかにする。

(a) 上部構造物を弾性域にとどめる条件式

すべり状態における上部構造物の変形量は式(5.18)によって記述されるが、式(5.18)の上部構造物の層間変形は式(5.19)の上限を超えることはない。つまり、この上限が上部構造物の弾性変位以内に収まれば、上部構造物が塑性化しないことになる。このことから、式(5.19)からすべり状態において上部構造物が塑性化しないための条件は式(5.20)として与えられ、

非すべり状態における上部構造物の最大変形量に関する条件に帰着する．つまり，上部構造物を弾性域にとどめるためには，式(5.21)に示すように，滑り出す直前の上部構造のせん断力と摩擦係数とベースシア係数の差分によって表される．

$$y_{\max} < \delta + y_0 \quad (5.19)$$

$$y_{\max} < \delta + y_0 < \frac{c_b m_1 g}{k_1} \quad (5.20)$$

$$\Leftrightarrow y_0 < (c_b - \mu_s) \frac{m_1 g}{k_1}$$

$$Q_0 = k_1 y_0 < (c_b - \mu_s) m_1 g \quad (5.21)$$

非すべり状態の構造物に作用し得る最大層せん断力は式(5.13)であることから，式(5.21)を式(5.13)に導入すれば，上部構造物が塑性化しない条件は式(5.22)として与えられる．この式(5.22)を整理すると，構造物を弾性域にとどめるために摩擦係数が満たさなければならぬ条件は，ベースシア係数，最大入力加速度，質量比によって式(5.23)となる．式(5.23)は厳密に構造物の弾性を保持するための条件式となる．式(5.23)において，弾性領域は必ず弾性が保障されている範囲を示すが，塑性領域に関しては弾性を保持している場合も含まれる．

$$\mu_s (m_b + m_1) g + m_b A_{g_max} < (c_b - \mu_s) m_1 g \quad (5.22)$$

$$\mu_s < \frac{1}{\alpha + 2} \left(c_b - \alpha \frac{A_{g_max}}{g} \right) \left(\alpha = \frac{m_b}{m_1} \right) \quad (5.23)$$

弾性域にとどめるための条件式に従えば，質量比 α （基礎柱脚の質量/上部構造物の質量）を 1/3，入力加速度最大値 0.5g という条件に対して，ベースシア係数 0.5 程度の構造物は摩擦係数を 0.14 程度に低減しなければならない．また，入力加速度の最大値を g とすれば，摩擦係数を 0.07 以下に低減しなければならない．

(b) 上部構造物を弾性域にとどめる簡略式

前節において，上部構造部を弾性域にとどめるための摩擦係数の条件式を，ベースシア係数，質量比，最大入力加速度によって表現した．ベースシア係数と質量比は，直置き型構造物の物理特性であり，比較的容易に設定できるが，想定する地震動レベル（つまり，地震動の入力加速度）によって条件を満たす摩擦係数が大きく影響される．ここでは，入力地震動に対して検討を加える．

2.1.(a)の非すべり状態において，上部構造物の層せん断力は式(5.12)によって表されること，

式(5.13)によってその最大値が最大静止摩擦係数と最大入力加速度によって記述されることを示した．式(5.13)が層せん断力の最大値であるが，最大静止摩擦係数と最大加速度が同時に最大となることは確率的にそれほど高くないはずである．特に，入力加速度に関しては，振幅が最大となっても正負が違うだけでも，式(5.13)の最大層せん断力とはなりえない．摩擦力に対しては最大静止摩擦力を想定し，入力加速度の項に対しては各入力波振幅 ($-A_{g_max}$, $0, A_{g_max}$) に対応する層せん断力を式(5.24)に示す．

$$\begin{aligned} Q &= \mu_s (m_b + m_l) g - m_b A_{g_max} \\ &< \mu_s (m_b + m_l) g - m_b 0 \\ &< \mu_s (m_b + m_l) g + m_b A_{g_max} (\equiv Q_{max}) \end{aligned} \quad (5.24)$$

$$\mu_s < \frac{1}{\alpha + 2} c_b \left(\alpha = \frac{m_b}{m_l} \right) \quad (5.25)$$

入力地震動である加速度波形の振幅分布は，図 5.19(a)のような正規分布に近い形状となるはずである．このように想定した上で，式(5.24)の入力加速度を 0 とした場合においても，図 5.19(b)に示すように，そのせん断力は入力加速度が $-A_{g_max} \sim 0$ の場合を内包している．これは，式(5.24)において入力加速度 A_{g_max} をゼロに設定しても，生じ得る現象の半分を考慮できることを示している．そこで，式(5.24)の入力加速度の項をゼロに設定した式(5.25)を摩擦係数とベースシア係数に関する簡略式として用いる．この式を用いると，質量比 α (基礎柱脚の質量/上部構造物の質量) を $1/3$ ，ベースシア係数 0.5 程度の構造物に対しては摩擦係数が 0.21 になり，条件式によって得られる摩擦係数 (0.14) よりも相対的に緩和されている．この簡略式においては入力地震動の項が省略されていることから，入力加速度によって満たさなければならない条件は変化しない．

5.6 摩擦係数と構造物のベースシア係数の数値解析的検討

5.において，上部構造物を弾性域にとどめるための条件式として，摩擦係数とベースシア

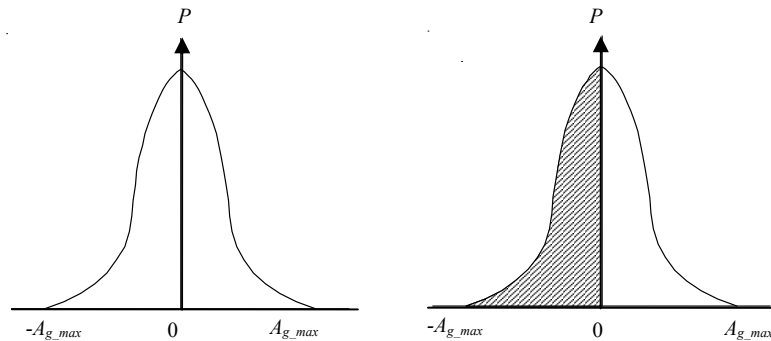


図 5.19 地震動の振幅分布

係数に関して簡略式も構築している．すべる構造物の数値解析を通して，条件式と簡略式の適用性を検討する．

5.6.1 数値解析の諸条件

数値解析において，図 5.17 に示す 2 質点系モデルによってすべる構造物を表現する．このとき，構造物の質量を m_1 に，すべる基礎の質量 $m_b=\alpha m_1$ に設定する．上部構造物の固有振動数を 3Hz，減衰定数を 2% に設定する．

数値解析では，すべり挙動を模擬するために完全断塑性型のバイリニアモデルを用いる．このときの初期剛性は，すべり始めるまでの弾制限変位を 0.01 mm に設定し，すべり始める摩擦力（すべり始める摩擦係数×全重量）を弾性限変位で除した値を用いることにする．また，動摩擦特性は最大静止摩擦係数と等しいと想定する．上部構造物に関しては，図 5.18 に示すように，完全断塑性型のバイリニアモデルによって模擬する．上部構造物の弾性限変位は，固有振動数を 3Hz に設定していることから，ベースシア係数を任意に設定することで一意に求まる．入力波としてエルセントロ NS 成分, JMA 神戸 EW 成分を用いる．

5.6.2 数値解析結果

上部構造物に対してベースシア係数として 0.1~1.0 までを想定し，同時に，摩擦係数を 0.1~1.0 に想定した数値解析モデルに対して，2 種類の地震動(JMA 神戸 EW とエルセントロ NS)を最大加速度 5.0m/s^2 と 8.0m/s^2 に調節して入力する．このとき，上部構造物に対するすべる基礎の質量比 α を 1, 1/3, 1/5 の三種類を想定している．これらの数値解析による摩擦係数とベースシア係数と上部構造物の塑性率を図 5.20 に示す．図 5.20 においては，1 を超えた場合には上部構造物が塑性化していることを示している．上部構造物を弾性域にとどめる条件式の式(5.23)とその間略式である式(5.25)から得られる弾性領域も併せて図示している．

(a) 上部構造物を弾性域にとどめる条件式

図 5.20(a)では，ベースシア係数が 0.4 以上になると，塑性化していない領域が生じている．これに対して，上部構造物を塑性化させないための条件式では，ベースシア係数 0.8 以上において上部構造物は塑性化しないことを示している．また，図 5.20(b)では，ベースシア係数が 0.5 以上であれば上部構造物が塑性化していない領域が生じているが，条件式は図外になっており，図中においてはどのような条件においても上部構造物が塑性化する可能性を示している．図 5.20(a),(b)から，条件式を満足することで上部構造物を弾性域にとどめることができるが，条件式では安全側になりすぎる傾向がある．図 5.20(c)では，ベースシア係数 0.2 以上から上部構造物が塑性化していない領域が生じている．その領域は図 5.20(a)よりも広く，条件式によって評価される弾性領域も，図 5.20(a)のときよりも広がる．図 5.20(a)において，条件式による弾性領域が圏外になっていたことに対して，図 5.20(d)では，ベースシア係数 0.5 以上において塑性化しない領域が生じることを示している．質量比を 1/3 とする場合においても条件式によって十分に上部構造物を弾性域にとどめることができる．条件式が質量比 1 のときに対して，安全側になりすぎていることに比べれば，質量比 1/3 の場合には，その評価が数値解析結果に接近している．図 5.20(e)において，ベースシア係数

が 0.2 以上において上部構造物が塑性化していない領域が生じている。また、図 5.20(e)は図 5.20(c)と全体的に類似した塑性状況は示していることから、質量比が小さくなるにつれてすべる基礎が上部構造物の応答に与える影響が低下している。これに対して、質量比を 1 とする場合には、すべる基礎が上部構造物の応答へ与える影響が大きいために、図 5.20(a)は図 5.20(c)や図 5.20(e)とは異なる塑性状況を示している。これは、図 5.20(b),(d),(f)の入力加速度の最大振幅を 8.0m/s^2 とする場合にも同様の傾向が確認できる。

(b) 上部構造物を弾性域にとどめる簡略式

これまで示してきたように、上部構造物を弾性域にとどめる条件式はその役割を果たすことができているが、値解析結果（特に、質量比 1）においては、塑性化を示す塑性率 1 の境界と条件式が示す境界とでは比較的大きな乖離が生じている。これは、条件式を構築する

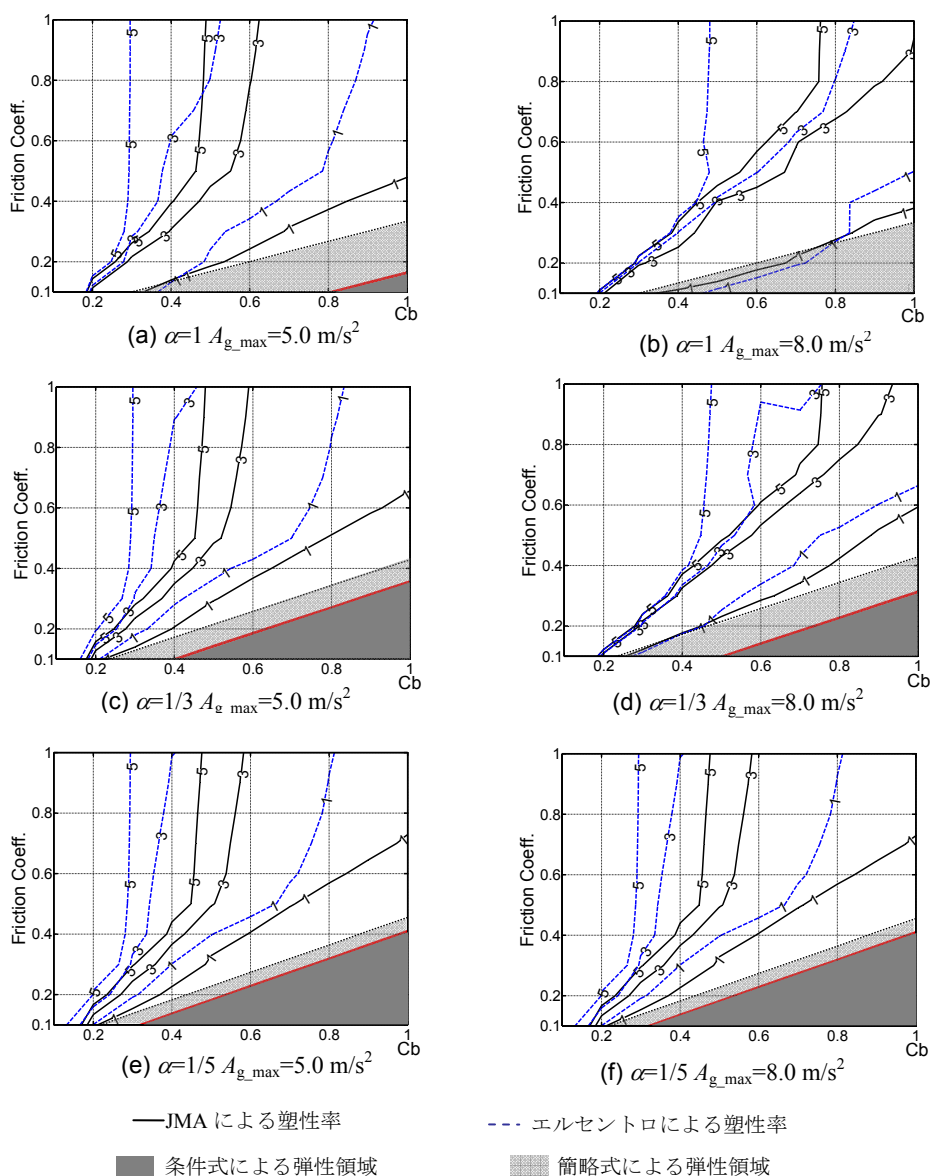


図 5.20 摩擦係数とベースシア係数と塑性率の関係

際に、想定しうる最大値にさらに想定しうる最大値を重ねるなどの最悪の場合を想定していることに起因する。つまり、条件式は安全側になりすぎているため、数値解析結果との乖離が生じている。ここでは、条件式に含まれる入力加速度の項を除去した簡略式と数値解析結果を比較する。上部構造物を弾性域にとどめる簡略式（式(5.25)）も図 5.20(a)~(f)に併せて示している。

図 5.20(a)において、条件式はベースシア係数が 0.8 以上において塑性化しない領域を示しているが、簡略式はベースシア係数 0.3 以上から塑性化しない領域が生じることを示しており、簡略式のほうが数値解析に適合している。図 5.20(b)においては、条件式による弾性領域は図外になっているが、簡略式ではベースシア係数 0.3 以上から上部構造物が塑性化しないことを示している。また、簡略式は、数値解析結果において塑性率が 1 となる境界により近接しており、数値解析結果の傾向を簡略式が概ね捉えている。ただし、この場合においては、簡略式によって弾性領域と評価された領域において、塑性率が 1 に達している所がある。これは、簡略式を構築する際に捨象した現象が生じていることを示している。質量比を 1/3 とする場合（図 5.20(c)と図 5.20(d)）においても、簡略式によって、数値解析結果の塑性率が 1 となる境界と十分に近接することが示されている。特に、摩擦係数が 0.1~0.2 において、簡略式と塑性率が 1 となる境界が重なっている。質量比を 1/5 とする場合（図 5.20(e)と図 5.20(f)）においても、これまでの結果が示すように、簡略式によって数値解析結果の塑性状況により近づいている。しかし、質量比を 1/5 とする場合には、質量比を 1 とする場合に見られたほどの大幅な改善はない。これは、質量比が 1/5 の場合においては、条件式の入力加速度による影響が小さく、条件式の入力加速度の項に質量比が大きく影響することを意味している。

これまで示してきたように、条件式に含まれる入力加速度の項を省略した簡略式は、質量比が大きいときには塑性化する領域を弾性領域として示すこともあるが、それは限定的である。それに対して、条件式が過大に安全側に評価する傾向があったことに比べれば、簡略式によって数値解析の塑性化状況をより正確に評価できている。

これまで示してきたように、上部構造物を弾性域に留める条件式は過剰に安全側に評価する傾向があったが、条件式に含まれる入力加速度の項を省略した簡略式は数値解析の塑性状況をより正確に評価できている。

5.7 黒鉛潤滑を応用した振動台実験

前章において構築した摩擦係数とベースシア係数の関係より、質量比（基礎柱脚の質量/上部構造物の質量）を 1/3、ベースシア係数を 0.5 として想定する構造物に対しては、摩擦係数を 0.2 程度までに低減させる必要性が示された。本章においては、鋼とモルタルのすべり面を用いつつ、その最大静止摩擦係数を 0.2 程度までに低減することを目指す。本研究では、摩擦係数を低減するために固体潤滑剤として知られる黒鉛を鋼とモルタルのすべり面に導入する。直置き型鋼構造物の上部構造物を剛と柔とする 2 種類に対して振動台実験を実施し、鋼とモルタルの動摩擦特性とそれに黒鉛を加えた動摩擦特性に関して検証

する。

5.7.1 振動台実験の概要

振動台実験に用いる実験システムと実験の諸条件について説明する。

(a) 実験システム

振動台実験に用いる実験システムは、図 5.21 のように直置き型鋼構造建物を模擬する試験体とその試験体を支える基礎モルタルからなる。試験体は、基礎柱脚の質量を模擬する 1 層目の鋼製フレームと上部構造物の質量を模擬する 2 層目の鋼製フレームによって構成される。このとき、1 層目の質量は 1250kg、2 層目の質量は 3350kg であり、試験体の合計重量は 45.1 kN となる。基礎モルタルの摩擦面が 75 mm×75 mm の正方形断面となるように鋼材接触要素を加工していることから、摩擦面に接触する 4 個の鋼材接触要素の平均面圧は 2.0 N/mm^2 である。実際の実験システムを図 5.22 に示す。また、黒鉛を敷き詰める前の基礎モルタルの表面は図 5.23(a) となっており、黒鉛を敷き詰めると図 5.23(b) となる。このとき、基礎モルタルに 3kg (1 基につき 0.7kg) 相当の黒鉛を敷き詰めており、これは、試験体の全重量の 0.07% に相当する。

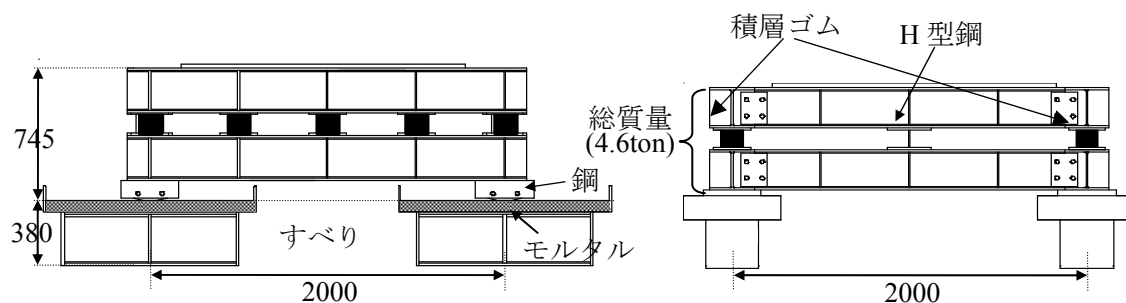
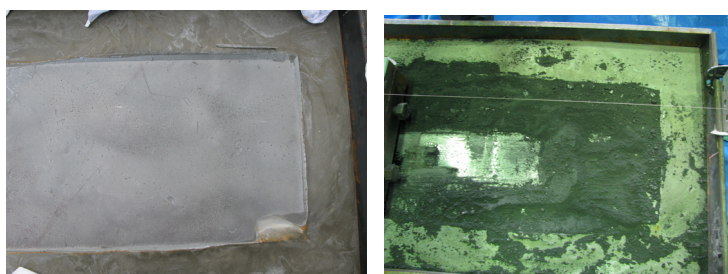


図 5.21 実験システム



図 5.22 実験システムの全景



(a) モルタル (b) モルタル+黒
図 5.23 すべり面

上部構造物を剛とする場合には、図 5.21 のように 2 層目の鋼製フレームを 10 基の積層ゴムが支え、H 型鋼が剛性を付与することになる。剛試験体に対して、5Hz から 40Hz までの振動数成分を含む 180 秒のランダム波を振動台入力としてシステム同定を実施し、固有振動数：12.0Hz、減衰定数：1%であることを確認している。通常の鋼構造建物が 10Hz 以下であることから、剛試験体は十分に剛とみなすことができる。

柔性を有する鋼構造建物を模擬する弾性試験体は、剛試験体に取り付けていた H 型鋼を取り外すことで実現する。これによって、弾性試験体は 1 層目と 2 層目の鋼製フレームとその間の積層ゴム 10 基によって構成される。また、剛試験体と同様に、弾性試験体の動特性（固有振動数・減衰）を同定するために、0.5Hz から 15Hz の振動数成分を含む 180 秒のランダム波を振動台の入力として、システム同定を実施した。このシステム同定では、弾性試験体の固有振動数：3.0Hz、減衰定数：2%である。

(b) 実験条件

振動台実験では、1Hz 正弦波と兵庫県南部地震で観測された JMA 神戸 EW 成分を入力波

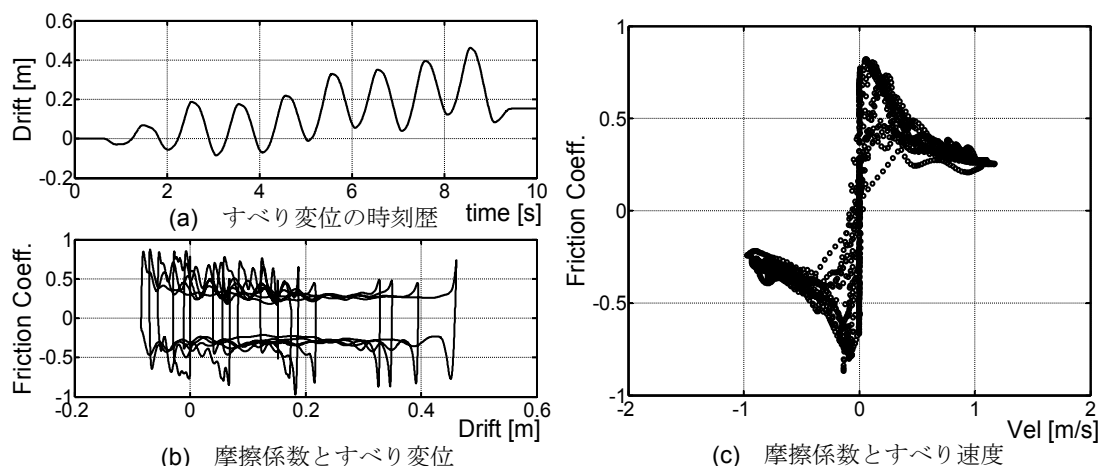


図 5.24 剛試験体(1Hz 正弦波)

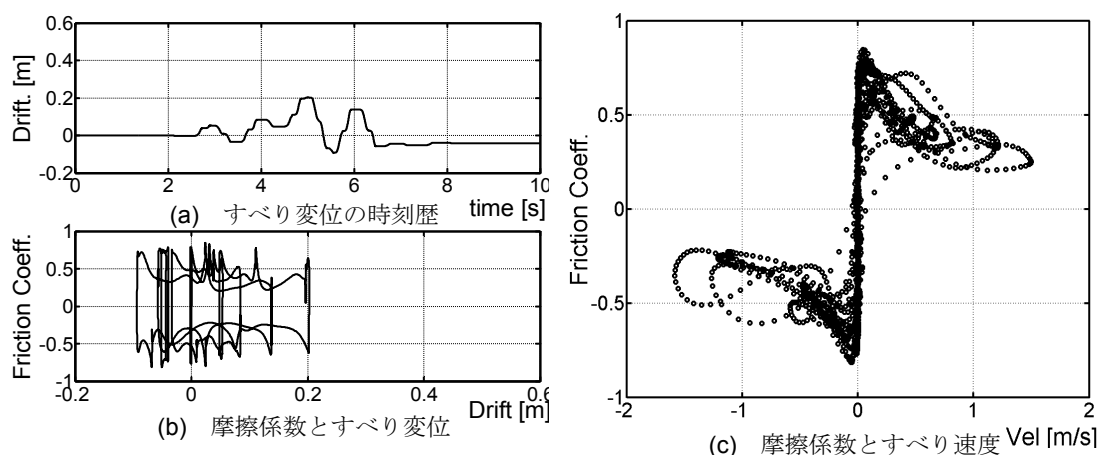


図 5.25 弾性試験体(1Hz 正弦波)

として用いる。実験結果に関して、すべり速度は計測時間刻み（0.001 秒）において計測されたすべり変位の増分から計算する。摩擦係数は、すべり面に作用するせん断力を 1 層目の鋼製フレームと 2 層フレームの加速度から求め、その水平せん断力を試験体の全重量で除した値とする。

5.7.2 すべり面を鋼とモルタルとする振動台実験

すべり面に黒鉛を導入する前に、その比較対象としてすべり面を鋼とモルタルとする振動台実験を実施した。このときも、剛試験体と弾性試験体の 2 種類を用いている。

(a) 剛試験体 1Hz 正弦波入力

剛試験体に対して、1Hz 正弦波（振幅 11.5m/s^2 ）を入力した実験結果を図 5.24 に示す。すべり変位の時刻歴である図 5.24(a)において、0.1 秒からすべり始め、正方向にすべりが進行して残留変位は 0.18m になる。このとき、すべり挙動は入力波と同じ正弦波のような安定した波形となっている。図 5.24(c)のすべり速度と摩擦係数の関係においても、加速過程では摩擦係数が減少し、0.3 程度に漸近していく特徴がある。減速過程の摩擦係数は、最大静止摩擦係数ほどではないにしても上昇する傾向を示す。本実験で得られた動摩擦特性は 2.2 で得られた動摩擦特性とほぼ等しくなっている。

(b) 弾性試験体 1Hz 正弦波入力

弾性試験体に 1Hz 正弦波（振幅 8.5m/s^2 ）を入力した実験結果を図 5.25 に示す。図 5.24(a)のすべり変位の時刻歴では、3 秒ほどからすべり出しているが、その挙動は剛試験体のすべり挙動が正弦波状の定常的な波形を示していたことと比べれば、非定常的な挙動を示している。すべり変位時刻歴の 2~7 秒間にはすべりと固着が繰り返されていることから、スティックスリップ現象が生じている。

スティックスリップ現象は、その動摩擦特性だけでなく、すべり挙動も不安定になることから、その発生はできるだけ抑えたい。スティックスリップ現象を抑制する方法としては、振動系（ここでは直置き型鋼構造建物）の剛性を高めること、摩擦係数を低減することである^{5-14,15)}など。剛性を高める方法については、本実験における剛試験体の実験がそれに該当し、その実験結果からも、スティックスリップ現象の発生を抑えることができています。また、もう一つの方法については、本研究の「鋼とモルタルの摩擦係数低減」という目的と一致し、その実験結果については 7.4 で紹介する。

5.7.3 潤滑の仕組み

摩擦係数を低減する場合にオイル等の液体潤滑剤が一般に用いられるが、揮発性や耐荷重に関する制約があり、建築構造物のような高荷重が作用するすべり面への適用は難しい。このような条件下においても適用できるものとして固体潤滑剤がある。ここでは、潤滑剤によって摩擦係数が低減される仕組みと代表的な固体潤滑剤について概説する。

(a) 固体潤滑剤

固体潤滑剤の中でも、黒鉛と二硫化モリブデンが一般的である^{5-30,31)}など。これらの潤滑剤は、(1)高荷重に耐える、(2)せん断力に弱い、(3)繰り返しの強い、(4)長期間にわたって安定した物性を保持する、(5)比較的安価、という特徴を有している⁵⁻³⁰⁾。特徴(1)に関しては、黒鉛も二硫化モリブデンも $2.0 \times 10^4 \text{ kN/m}^2$ ほどの耐荷重性があるといわれており⁵⁻³¹⁾、これによって重量の大きなものに対しても適用が可能となる。特徴(2)に対しては次節で詳細に検討するが、摩擦力はせん断力によって決まるため、せん断力が弱い材料は比較的低い摩擦係数を示すことになる。特徴(3)に関して、すべり速度を 1 m/s 前後にしても、数万回あるいは数十万回の繰り返しの摩擦寿命に耐えると言われている⁵⁻³¹⁾。特徴(4)に関して、長期間にわたって化学的に安定しているため、使用中はほとんど維持管理を必要としない。また、特徴(5)が示すように、黒鉛も二硫化モリブデンも安価であるが、より安価（約数百円/kg）な黒鉛を本研究では用いる。

(b) 潤滑の仕組み

潤滑剤によって摩擦係数が低減される仕組みは、以下のように説明される^{5-14,15)}など。潤滑剤のない通常のすべり面では、すべる物体と母材（すべる下面の材料）が直接接触する。これによって、接触物体同士の真実接触面は図 5.26(a)のようになり、その摩擦力は真実接触面 A_a と母材のせん断力強さ S_a によって式(5.25)となる。ここで、母材の上に鉛直荷重に対して強く、せん断力に対して弱い潤滑剤をすべり面に組み込むと、図 5.26(b)のようになる。この材料は荷重に対しては強いことから、その真実接触面 A_b は母材との真実接触面 A_a とそれほど差異はない。しかし、そのせん断力 S_b は母材のせん断力 S_a よりも小さいことから、このときの摩擦力は式(5.26)として与えられる。

$$F_a = A_a S_a \quad (5.25)$$

$$F_b = A_b S_b \approx A_a S_b \quad (5.26)$$

F_a : 潤滑剤なしの摩擦力, A_a : 母材との真実接触面積, S_a : 母材のせん断強さ, F_b : 潤滑剤ありの摩擦力, A_b : 潤滑剤ありの真実接触面積, S_b : 潤滑剤のせん断強さ, である。

式(5.25)と式(5.26)は、潤滑剤がある場合の摩擦力 F_a と潤滑剤がない場合の摩擦力 F_b はすべり面のせん断力によって決まることを示している。通常、潤滑剤のせん断強さ S_b は母材

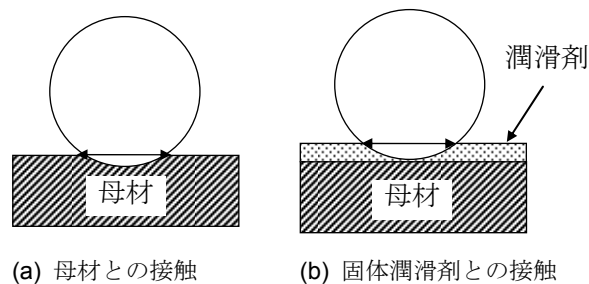


図 5.26 潤滑の仕組み

のせん断強さ S_d よりも十分に小さいため、潤滑剤によって低摩擦を実現できる。本研究で用いる黒鉛も、その結晶構造から圧縮に強く高荷重にも耐えうるが、せん断力に対しては弱いことから、低い摩擦係数を実現できる。

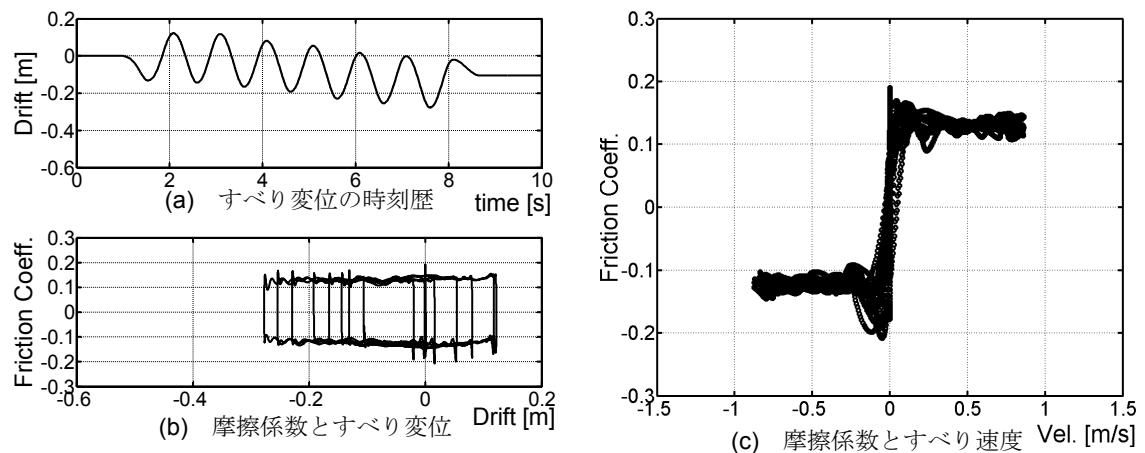


図 5.27 剛試験体(1Hz 正弦波)

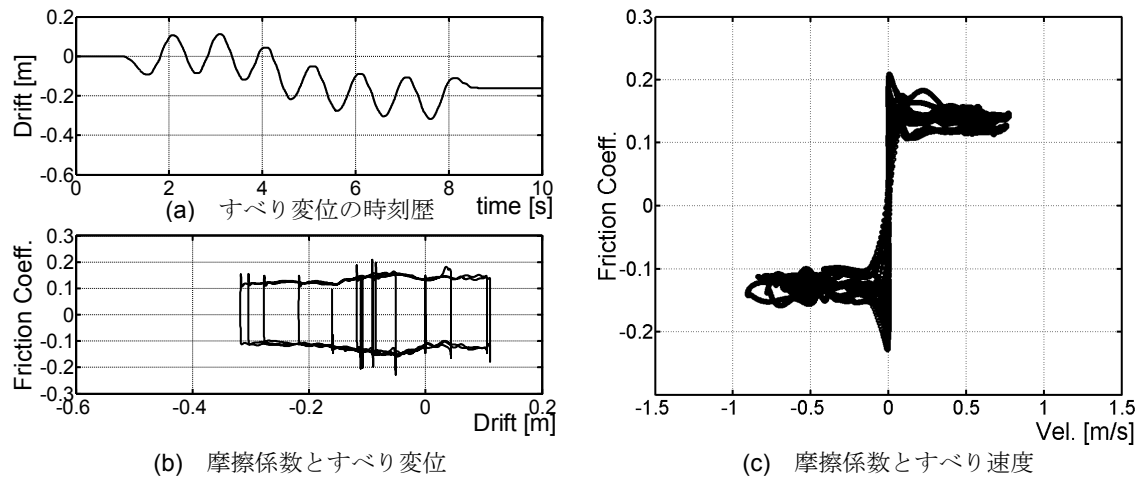


図 5.28 弾性試験体(1Hz 正弦波)

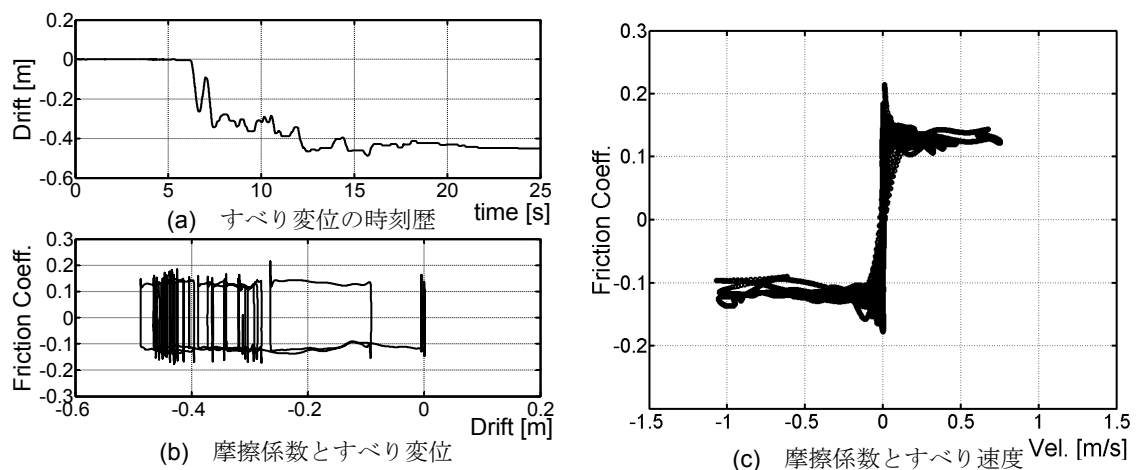


図 5.29 弾性試験体 (JMA)

5.7.4 すべり面を鋼とモルタルと黒鉛とする振動台実験

剛試験体と弾性試験体に対して、すべり面を鋼・モルタル・黒鉛とする振動台実験を実施した。このとき、2種類の試験体に対して、2種類の入力波（正弦波、JMA 神戸波）を用いているが、JMA 神戸 EW 成分を入力した実験に対しては弾性試験体の実験結果のみを紹介する。

(a) 剛試験体 1Hz 正弦波

剛試験体に対して、1Hz 正弦波（振幅 6.8m/s^2 ）を入力した実験結果を図 5.27 に示す。図 5.27(a)において、すべり振幅が 0.15m 程度であり、時刻歴波形が正弦波状の滑らかな形状を示していることから、安定したすべり挙動となっている。このときの残留変位は 0.1m 程度である。すべり変位と摩擦係数を示す図 5.27(b)では、すべり出すまでは摩擦係数が 0.2 程度であるが、すべり出すとともに摩擦係数が急激に減少し、すべっている間は定常状態となった動摩擦係数 0.12 を維持するという特徴がある。これはすべり挙動が定常動摩擦係数に支配されることを示している。すべり速度と摩擦係数を示す図 5.27(c)からも、すべり速度が 0.2m/s 以下では摩擦係数が低下する傾向があるが、 0.2m/s 以上では、動摩擦係数が安定して 0.12 になっている。

(b) 弾性試験体 1Hz 正弦波

弾性試験体に 1Hz 正弦波（振幅 5.5m/s^2 ）を入力した実験結果を図 5.28 に示す。図 5.28(a)のすべり変位の時刻歴では、周期 1 秒の安定した振幅(0.1m 程度)ですべてっており、残留変位は 0.18m になっている。弾性試験体が鋼とモルタルのすべり面を正弦波入力によってすべる場合（図 5.25(a)）には、スティックスリップ現象によって固着とすべりを繰り返す不安定なすべり挙動となっていた。しかし、すべり面に黒鉛を導入することによって、すべり変位の波形は入力波と同じ正弦波のような安定した波形になることから、スティックスリップ現象を抑制できている。すべり速度と摩擦係数を示す図 5.28(c)においても、すべり出した直後に動摩擦係数が急激に低下し、すべっている間は安定して 0.12 を維持する。これは、剛試験体の実験結果とほぼ同じ特徴を示しており、すべり面に黒鉛を敷き詰める場合には、スティックスリップ現象が生じにくいことを示している。これは、7.2.(b)でも述べているように、摩擦係数を低減することで、スティックスリップ現象が生じなくなることと一致する。また、すべり変位と動摩擦係数の関係を示す図 5.28(b)は図 5.27(b)と同様に剛塑性型の形状を示しており、この実験結果からもすべり挙動が定常動摩擦係数に支配されていることが示されている。

(c) 弾性試験体 JMA

兵庫県南部地震によって観測された地震動（JMA 神戸 EW 成分）を弾性試験体に入力した実験の結果を図 5.29 に示す。すべり変位の時刻歴である図 5.29(a)では、5 秒程度から 25 秒程度までの 20 秒間すべており、片一方にすべりが進行することで残留変位は 0.45m になっている。図 5.29(b)の動摩擦係数とすべり変位の関係は、黒鉛を敷き詰めた場合の他 2 つの実験結果と同じように剛塑性型の履歴を示していることから、このすべり挙動も定常

動摩擦係数に大きく支配されている．図 5.29(c)の動摩擦係数とすべり速度の関係も，他 2 つの実験結果と同じ動摩擦特性となっている．これは，黒鉛をすべり面に導入することで，その動摩擦特性が安定することを示している．

5.8 鋼・モルタル・黒鉛を用いた振動台実験の再現

5.8.1 数値解析モデル

(a) 動摩擦特性の数式モデル

すべり面が鋼とモルタルの場合には，上部構造物が弾性体になることで，その動摩擦特性はスティックスリップ現象に付随する履歴を示すことになる．しかし，すべり面に黒鉛を導入することで，摩擦係数が低下し，剛試験体とほぼ同じ安定した動摩擦特性となる．ここでは，すべり面を鋼・モルタル・黒鉛の動摩擦特性を動摩擦一定モデルと式(5.1)の弾性速度依存モデルによって表現する．

鋼・モルタル・黒鉛の動摩擦特性を示す数式モデルに対して，以下のパラメータを設定する．ここでは，図 5.30 に示す各種の実験による動摩擦特性を参照して，弾性速度依存モデルの各係数を $\mu_s=0.18$, $\mu_d=0.12$, $\gamma=20$ に設定する．この係数を用いた弾性速度依存モデルを合わせて図示している．また，図 5.30 において比較的低い速度領域から定常動摩擦係数に収束していること，実験結果におけるすべり変位と動摩擦係数の関係(図 5.27(b), 図 5.28(b), 図 5.29(b)) においても定常動摩擦係数が支配的であることから，動摩擦力一定モデルとしては，最大静止摩擦係数ではなく，定常動摩擦係数を用いることとする．

実験時において，すべり面が負方向に対して $4/1000$ (角度にして 0.23°) ほど傾いていたため，負方向に対して滑りやすくなっている．このような勾配があると， $0.04\text{m/s}^2(4\text{gal})$ 相当の加速度が，正方向に対しては減速させるように，負方向に対しては加速させるように作用する．つまり，正方向と負方向では $0.08\text{m/s}^2(8\text{gal})$ の差が生じ，摩擦係数では 0.008 になり，鋼とモルタルと黒鉛の最大静止摩擦係数(0.18)に対しては 4.5% に相当する．そこで，数値解析においてもこの勾配による影響を考慮するため，正方向にすべる場合のみ，上記で得た最大静止摩擦係数と定常動摩擦係数に 0.008 を加算する．

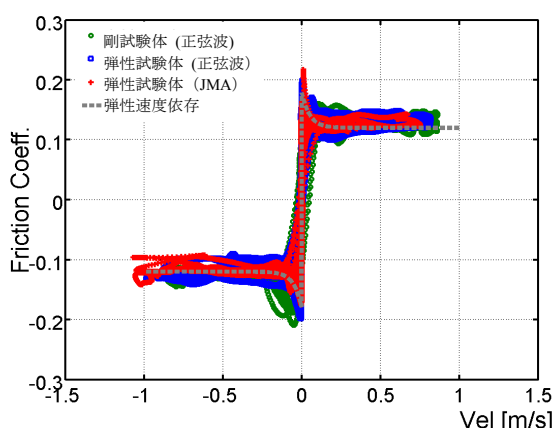


図 5.30 実験結果による動摩擦特性と数式モデル

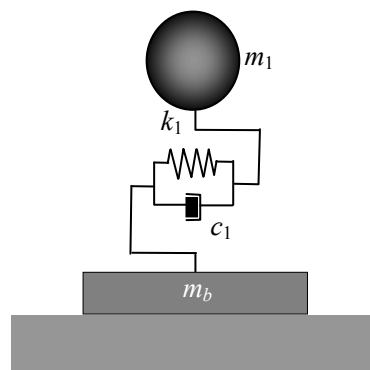


図 5.31 解析モデル

(b) 試験体の数値解析モデル

数値解析において、剛試験体と弾性試験体は図 5.31 に示すように、基礎柱脚と上部構造物を 2 質点系モデルで表現する。このとき、基礎柱脚の質量 m を 1250kg に、上部構造物の質量 m_1 を 3350kg に設定する。剛試験体の解析モデルに対しては、システム同定で得たように、上部構造物の固有振動数を 12Hz、減衰定数を 1% に設定する。また、弾性試験体の解析モデルには、同様に、システム同定から上部構造物の固有振動数を 3.0Hz に、減衰定数を 2% に設定する。

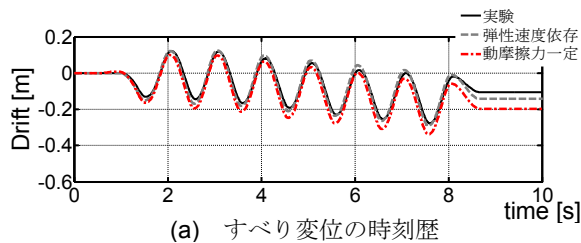
数値解析では、バイリニアモデルを用いることによってすべる挙動を再現する。このときの初期剛性は、すべるまでの弾制限変位を 0.0001 mm に設定し、すべり始める摩擦力（すべり始める摩擦係数×全重量）を弾性限変位で除した値を用いることにする。弾性速度依存モデルに対しては、最大静止摩擦係数 0.18 ですべり始めるため、初期剛性は $8.1 \times 10^4 \text{ kN/mm}$ となる。また、定常動摩擦係数(0.12)に基づいた動摩擦力一定モデルでは、初期剛性は $5.4 \times 10^4 \text{ kN/mm}$ となる。これらの剛性は、上部構造物の剛性の少なくとも 5000 倍に相当する。

5.8.2 数値解析による実験結果の再現

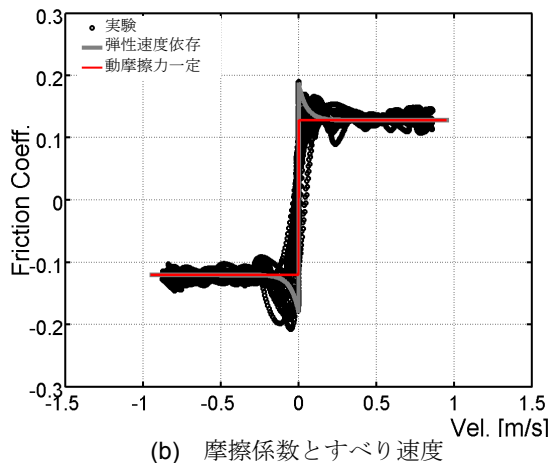
振動台実験を再現する数値解析では、各実験の振動台上で計測された加速度を入力波として用いる。

(a) 剛試験体 正弦波の数値解析

剛試験体に対する正弦波入力の数値解析結果を図 5.32 に示す。図 5.32(a)のすべり変位の時刻歴では、弾性速度依存モデルが残留変位に関して実験結果とほぼ等しくなっており、動摩擦力一定モデルにおいても実験結果と解析結果の残留変位に関する差は 0.1m 以内にと

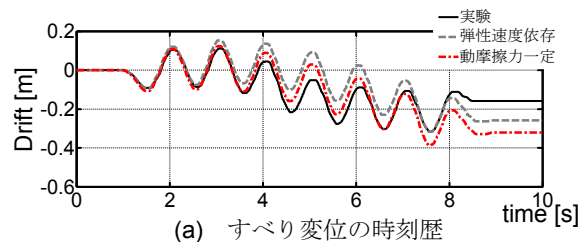


(a) すべり変位の時刻歴

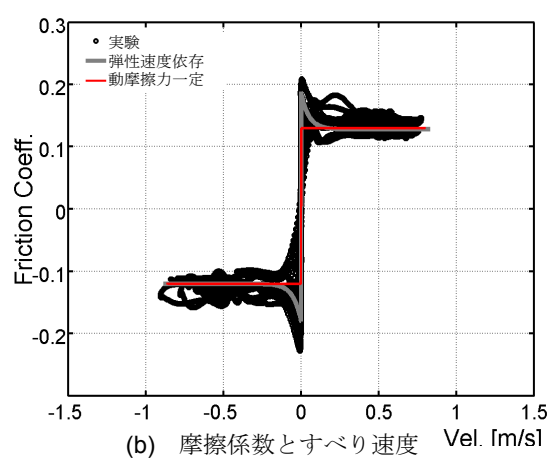


(b) 摩擦係数とすべり速度

図 5.32 剛試験体(1Hz 正弦波)



(a) すべり変位の時刻歴



(b) 摩擦係数とすべり速度

図 5.33 弾性試験体(1Hz 正弦波)

どまっている．さらに，弾性速度依存モデルと動摩擦力一定モデルは，実験結果の負方向にすべりが進行することや各すべり振幅を概ね捉えており，両モデルの挙動はほぼ等しくなっている．

図 5.32(b)の速度と動摩擦係数の関係において，弾性速度依存モデルと動摩擦力一定モデルともに実験結果のすべり速度を概ねとらえることができている．これによって，すべり変位も再現することができている．

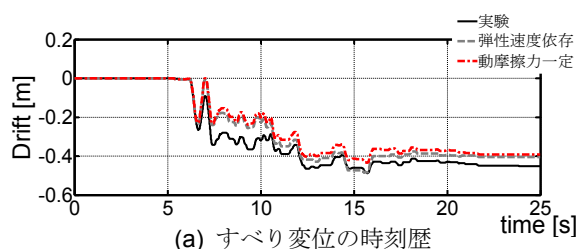
(b) 弾性試験体 正弦波の数値解析

弾性試験体に対する正弦波入力の数値解析結果を図 5.33 に示す．図 5.33(a)のすべり変位の時刻歴では，剛試験体と同様に，弾性速度依存モデルと動摩擦力一定モデルにはあまり差異が生じておらず，4 秒程度から負方向にすべりが進行する傾向も両解析モデルは再現している．動摩擦力一定モデルには，実験結果と比べて残留変位を過大に評価する傾向があるが，それも 0.2m 程度である．

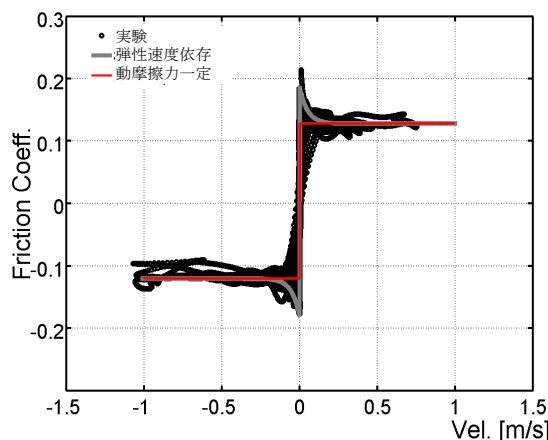
図 5.33(b)のすべり速度と動摩擦係数に関して，剛試験体のときと同様に，弾性速度依存モデルと動摩擦力一定モデルともに実験結果のすべり速度を捉えている．実験結果のすべり速度を解析結果が正当に評価できていることから，すべり変位に関しても実験結果を再現できている．

(c) 弾性試験体 JMA の数値解析

弾性試験体に対して JMA 神戸波を入力した数値解析の結果を図 5.34 に示す．図 5.34(a)のすべり変位の時刻歴では，実験結果の 6~7 秒において，すべり変位が 0.3m まで急激に増大し，両解析結果はそのすべり振幅を概ね再現している．これに対して，その直後の正方



(a) すべり変位の時刻歴



(b) 摩擦係数とすべり速度

図 5.34 弾性試験体 (JMA)

向へのすべりは実験結果に比べて 0.1m ほど過大評価されている。図 5.34(b)において、弾性速度依存モデルと動摩擦力一定モデルともに、実験結果のすべり速度を正領域において 0.2m/s 程度大きくくなっている。この 0.2m/s の過大評価が、上述のすべり変位における正方向への 0.1m の過大評価の原因となっている。このように、動摩擦特性のモデルによって瞬間的な差が生じているが、実験結果のその後の挙動を数値解析の両モデルは比較的再現できている。これによって、残留変位に関しては解析結果と実験結果の差が 0.1m 以内に留まる。

以上からも、実験結果を参照して構築した弾性速度依存モデルと摩擦力一定モデルによっても、地震動のようなランダムな入力を受ける直置き型構造物に適用できることが示された。

5.9 まとめ

本論では、建築において広く使われている鋼とモルタルを用いて、地震時に構造物を滑らせることで損傷を抑制する直置き型鋼構造建物の実現をめざしている。この研究を通して得られた成果と知見を以下にまとめる。

- 1) 鋼とモルタル間の大速度領域における動摩擦特性の検証を目的として、上部構造物を剛体とする振動台実験実施した。剛体試験体の場合には、最大静止摩擦係数 (0.75) から速度の増大にともなって摩擦係数は次第に低下し、すべり速度 1.0 m/s 程度から定常動摩擦係数 0.35 に落ち着くという傾向が示された。弾性速度依存モデルによってその動摩擦特性を表現できることを示した。
- 2) 上部構造物の柔性を考慮する弾性試験体 (固有周期約 0.5 秒) を用いて振動台実験を実施した。弾性試験体の場合には、剛体試験体のときには見られなかった「すべり止る動摩擦係数はすべり出す動摩擦係数まで回復しない」という動摩擦特性が現れ、弾性速度依存モデルによって表現することは困難であった。弾性試験体によって生じた不安定なすべりをスティックスリップ現象と関連付けて考察し、この動摩擦特性を履歴速度依存モデルによって定式化し、実験結果を再現した。
- 3) 実験で得られた動摩擦特性を参照して、一次固有周期 0.5 秒のすべる柱脚を有する構造物に関して地震応答解析を実施した。地動速度が 1.2m/s になるような地震動に対しても、降伏ベースシア係数と最大静止摩擦係数が等しくなる (強度比 $R=1.0$) 場合には、上部構造物の損傷率は柱脚が固定された場合の半分以下にまで低減されることがしめされた。
- 4) 地動速度が 1.2m/s になるような極大地震動だけでなく、より一般的な地震動 (レベル 1 やレベル 2) に対しても損傷抑制効果を有する直置き型鋼構造建物を実現する必要があった。これに関して、上部構造物を弾性にとどめるという条件を元に、摩擦係数と上部構造物のベースシア係数との関係を解析的に検討した。この検討によっ

て、質量比が 1/3、ベースシア係数が 0.5 程度の直置き型鋼構造建物に対しては、すべり面の摩擦係数が 0.2 以下であれば、上部構造物は塑性化するほどの損傷を受けないことを示した。

- 5) 鋼とモルタルの摩擦係数(0.8)を 0.2 程度までに低減するために、固体潤滑剤である黒鉛が適していることを示した。この黒鉛を鋼とモルタルのすべり面に導入した実験では、剛試験体における動摩擦特性に関して、最大静止摩擦係数は 0.2 まで低減され、0.2m/s 程度から安定した動摩擦係数(0.12)を維持するようになった。弾性試験体に対しては、黒鉛による摩擦係数低減によってスティックスリップ現象が生じず、剛試験体とほぼ等しい動摩擦特性が得られた。
- 6) 2 種類の数式モデル(弾性速度依存モデルと動摩擦力一定モデル)によって表現した。この 2 種類のモデルに基づいた数値解析では、動摩擦力一定モデルに対して最大静止摩擦係数ではなく、定常動摩擦係数を用いることで、弾性速度依存モデルとほぼ等しくすべり変位を評価できること示した。これらの数式モデルによる数値解析では、実験結果とほぼ等しい結果を得ることができた。

参考文献

- 5-1) 1995 年兵庫県南部地震鉄骨造建物被害調査報告書，日本建築学会近畿支部鉄骨構造部会，1995.5.
- 5-2) 秋山宏，黒沢稔，和国信之，西村功：鋼構造露出型柱脚の強度と変形，日本建築学会論文報告集，No.342，pp.46-54，1984.8.
- 5-3) 角屋治克，川口淳，森野捷輔：曲げモーメントを受ける露出型固定柱脚の弾塑性挙動及び終局耐力に関する研究，日本建築学会学構造系論文集，No.583，pp.123-130，2004.9.
- 5-4) 倉田真宏，中島正愛，吹田啓一郎：固定柱脚を想定した角形鋼管柱の大変形繰返し載荷実験，日本建築学会学構造系論文集，No.598，pp.149-154，2005.12.
- 5-5) 山本遼太，倉田真宏，長江拓也，寺田岳彦，吹田啓一郎，中島正愛：繰返し載荷実験と最大耐力評価法 浅い埋込み柱脚の弾塑性挙動と保有性能 その 1，日本建築学会学構造系論文集，No.613，pp.147-153，2007.3.
- 5-6) 松宮智央，中島正愛，吹田啓一郎，劉大偉：鋼構造骨組の崩壊に至る挙動と非線形骨組解析—実大 3 層鋼構造骨組を用いた耐震性能実証実験，日本建築学会構造系論文，No.606，pp.203-208，2006. 8.
- 5-7) 壁谷澤寿一，壁谷澤寿海，松森泰造，壁谷澤寿成，金裕錫：実大 3 層鉄筋コンクリート建物の振動実験，日本建築学会学構造系論文集，No.632，pp.1833-1840，2008.10.
- 5-8) 曾田五月也，宮本恵美，園田純；すべり基礎構造の応答加速度抑制効果に関する実験的研究，日本建築学会大会学術講演梗概集，B-2，pp.357-358，2008.
- 5-9) 林康裕：直接基礎構造物の基礎浮き上がりによる地震時損傷低減効果，日本建築学

- 会構造系論文集, No.485, pp.53-62, 1996.7.
- 5-10) 山田哲, 秋山宏: 柱脚の固定度が鋼構造多層骨組の終局耐震性能に与える影響, 日本建築学会構造系論文集, No.496, pp.113-118, 1997.6.
- 5-11) 緑川光正, 須藤智文, 麻里哲広, 小豆畑達哉, 石原直: ベースプレート降伏により柱脚浮き上がりを許容した 10 層鉄骨架構の 3 次元地震応答, 日本建築学会構造系論文集, No.637, pp.495-502, 2009.3.
- 5-12) 長江拓也, 池永昌容, 中島正愛, 吹田啓一郎: 鋼構造露出柱脚におけるベースプレートと基礎モルタル間の摩擦抵抗力, 日本建築学会構造系論文集, No.606, pp.217-213, 2006.8.
- 5-13) 池永昌容, 長江拓也, ジェイソン マコーミック, 勝尾美香, 中島正愛: 鋼構造露出柱脚と基礎モルタル間の摩擦性状に関する振動台実験, 日本建築学会学構造系論文集, No.629, pp.1185-1191, 2008.7.
- 5-14) 田中久一郎: 摩擦のおはなし, 日本規格協会, 1985.
- 5-15) バウデン・テイバー (曾田範宗訳): 固体の摩擦と潤滑, 丸善, 1961.
- 5-16) 日本免震構造協会: 免震構造入門, オーム社, 1995.
- 5-17) 岡本純三, 中山景次, 佐藤昌夫: トライボロジー入門 摩擦・磨耗・潤滑の基礎, 幸書房, 1990.
- 5-18) 日高芳樹, 甲斐昌一, 松川宏: 液晶のパターンダイナミクス/滑りと摩擦の科学, 培風館, 2009.
- 5-19) 加藤仁, 松林恒雄: 案内面の摩擦特性とスティックスリップ振動, 精密機械, Vol.39, No. 467, pp.1192-1200, 1973.
- 5-20) 日本機械学会: 機械工学便覧, 日本機械学会, 1987.
- 5-21) C.H.ショルツ (柳谷俊訳): 地震と断層の力学, 古今書院, 1993.
- 5-22) 岡村健二郎, 松原十三生, 野呂周平, 山根 崇宏: 摩擦振動の理論的解析, 精密機械, Vol.34, No.406, pp.731-736, 1968.
- 5-23) J. B. Sampson, F. Morgan, D. W. Reed, M. Muskat: Studies in Lubrication XII. Friction Behavior During the Slip Portion of the Stick-Slip Process, *Journal of Applied Physics*, Vol. 14, p.689-700, 1943.12.
- 5-24) A.K. Banerjee : Influence of kinetic friction on the critical velocity of Stick-Slip motion, *Wear*, **12** (2) pp. 107-116. 1968.8
- 5-25) S.S. Antoniou, A. Cameron and C.R. Gentle: The friction speed relation from Stick-Slip data, *Wear*, **36** (2), pp. 235-254. 1976.
- 5-26) F.Van de Velde, P.De Baets: Comparison of Two Stick-Slip Testers and Recommendations for Repeatable and Significant Stick-Slip Testing, *Tribotest* **3-4** 3, pp. 361-392, 1997.
- 5-27) Andy Ruina: Slip Instability and State Variable Friction Laws, *journal of geophysical research*, 88 pp.10359-10370, 1983.

- 5-28) Rice, J. R., and J.-C Gu: Earthquake aftereffects and triggered seismic phenomena, pure Appl. Geophysics., 121, pp.187-219, 1983.
- 5-29) 秋山宏：エネルギーの釣合に基づく建築物の耐震設計，技報堂出版，1999.
- 5-30) 山添宏：カーボンとトライボロジ，炭素，No.127, pp.211-218. 1986.
- 5-31) 青木岩夫：固体潤滑膜，表面技術，Vol.47, No.2, pp.124-127. 1996.

第 6 章 結論

6.1 はじめに

本研究では、振動台の加振性能を超えるような揺れを実現するための振動制御機構の開発とその制御を試みた。これを実現するため、以下の 4 課題に取り組んでいる。本章では、4 課題について取り組んで得られた知見をまとめる。

- 課題(1) 大振幅応答を実現する振動台実験手法
- 課題(2) Minimal Control Synthesis による非線形構造物の制御
- 課題(3) 高振動数入力を実現する衝突振動台実験手法
- 課題(4) 構造物の地震応答を低減するすべり機構の開発

6.2 大振幅応答を実現する振動台実験手法のまとめ (2 章)

本章では、振動台の制約条件を超える超高層建物の大振幅地震応答を振動台で再現するための実験手法を考案した。

超高層建物として 30 階建てを想定し、海溝型地震による長周期地震動（東遊園地波）と内陸型地震による強震動（鷹取波）を入力地震動として、せん断 30 質点系モデルを用いた地震応答解析を行った。東遊園地波を受ける超高層建物の地震時床応答は、長周期地震動の影響を受け、3 分以上もの長時間に渡って大きく揺れるという結果を得た。鷹取波を受ける超高層建物の地震時床応答では、その最大層間変形角は 0.02rad に到達した。また、東遊園地波を受ける超高層建物の地震時床応答は 1 次モードの揺れが卓越するという特徴が、鷹取波を受ける超高層建物の地震時床応答には 1 次モードのみならず 2 次モードの周波数成分が含まれているという特徴がある。

E-ディフェンス振動台の制約条件（最大変位・アクチュエータ放出限界油量等）を整理した。東遊園地波や鷹取波を受ける超高層建物の最上層床応答（鷹取目標応答・東遊園地目標応答）をその振動台に直接入力した場合に必要な要求量を振動台の制約条件と比較した。鷹取目標応答の必要油量が限界油量(20kl)の 3 倍以上になり、東遊園地目標応答では最大変位が振動台限界変位 (1.0m) の 1.5 倍に、必要油量が限界油量(20kl)の 17 倍以上になった。これによって、各目標応答を振動台への直接入力とすることは不可能であった。

上記の課題を克服し、振動台実験によって目標応答を再現するために、振動台の制約条件以上の応答を実現するための実験システムを考えた。この実験システムは径 1.0 m の積層ゴム支承 4 基で支える層を、極厚コンクリートスラブ錘を介して 2 段重ねとする増幅システムの上に、床応答を再現する鋼構造架構を有する。このように増幅システムを 2 段重ねにすることで、1 次モードに特化した応答を再現する場合には、積層ゴム支承単体の変形性能を 2 倍にすることができ、2 次モードの振動を励起することが可能となった。

増幅システムを振動台上に設けることによって、振動台の小さな加振振幅で長時間の大振

幅床応答を実現することが可能となり、各種の課題を克服できるようになった。しかし、実験システムの試験体で目標とする応答を再現するためには、特別な加振入力波を同定する必要があった。そのため、機械制御で使われているフィードバック制御とモデルマッチング法を応用し、目標とする応答を再現するための加振入力波同定手法を提案した。増幅システムに用いた積層ゴム支承には変形が大きくなると剛性が変化するという特徴がある。そこで、第4章ではその履歴を線形モデルと弾性トリリニアモデルの二つによって代表させ、この2種類のモデルに対する加振入力波同定手法を提案した。

提案した2つの加振入力波同定手法を鷹取目標応答と東遊園地目標応答に応用し、各目標応答に2つずつの入力波を同定した。数値解析上でこれらの入力波によって線形モデルと弾性トリリニアモデルで再現される応答を検討し、提案した加振入力波同定手法の有効性を示した。

鷹取目標応答を振動台への直接入力とした場合に、必要油量は限界油量の3倍以上(63kl)になったが、鷹取目標応答を再現するための加振入力波は限界油量以内で鷹取目標応答を再現できた。東遊園地目標応答を振動台への直接入力とした場合に、必要油量は限界油量の17倍以上(333kl)になったが、東遊園地目標応答を再現するための加振入力波（補償入力波 A1）の必要油量は37klになり、大幅に油量を節約できた。この補償入力波 A1 は高い再現性を示したが、振動台自身の累積変位を抑えることができず、限界油量を超えてしまった。そこで、実験システムの1次振動数と同じ振動数を持った正弦波を目標応答の骨格曲線に即し時刻歴で係数倍する人工目標応答を新たに作成し、その人工目標応答を再現するための加振入力波（補償入力波 HN,HL）を同定した。これにより、実験システムの増幅特性を最大限に活かすことができ、長時間にわたる大振幅応答を限界油量以内で実現できた。

鷹取波目標応答を再現する振動台実験では、提案した実験システムによって鷹取目標応答が持つ広い周波数帯を十分に再現でき、増幅システムを弾性トリリニアモデルにした手法に基づく加振入力波が目標応答をおよそ忠実に再現できることを示した。一方、人工目標応答から同定した加振入力波を用いた振動台実験において、実験システムを弾性トリリニアにモデル化することによって同定された入力波（補償入力波 HN）のほう再現誤差は小さくなったものの、その入力波によって再現された最大値は目標最大値に遠く及ばなかった。一方、実験システムを線形にモデル化することによって同定された入力波（補償入力波 HL）の再現誤差は補償入力波 HN の再現誤差ほど低くはなかったが、補償入力波 HL によって再現された応答の最大値は目標最大値に比較的近くなった。そのため、家具什器に関する大振幅応答再現実験では、補償入力波 HL の実験結果に基づいて、さらに補償入力波 HL の振幅を調整して修正補償入力波 HL を作成した。

修正補償入力波 HL を入力として用いた振動台実験では、地震時における超高層建物の室内状況を真実味のある映像や記録として蓄積できた。こうした超高層建物の室内の忠実な再現映像は人々の防災意識を向上させる有効な資料となるだけでなく、家具・什器の具体的な耐震対策を検討できる貴重な資料でもある。

この蓄積された資料に基づいて、再現された家具什器の転倒に関する検討を行い、耐震対策された家具什器が室内空間の安全性確保に大きく貢献することを示した。また、家具什器の変位・速度・加速度などをビデオ映像から導出し、その精度を検証した。その後、長周期地震動を受ける超高層建物内のコピー機の長時間、広範囲にわたって衝突を繰り返す挙動についても考察し、ストッパーの有効性に言及した。

6.3 Minimal Control Synthesis による非線形構造物の制御のまとめ (3 章)

本章では、Minimal Control Synthesis に基づいて、非線形システムを高い精度で制御可能な制御手法を提案した。通常、MCS では、制御対象の規範モデル（線形モデル）を必要とし、その規範モデルに添って、MCS アルゴリズムの各パラメータが決定されていた。しかし、提案する手法では、制御対象に関わらず規範モデルを 1 とすることによって、制御対象の動特性を一切用いずに適切なパラメータを設定するのみで、非線形システムを高精度に制御できることを示した。

提案する手法を線形制御理論（逆伝達関数）とロバスト制御（ H^∞ 法）と対比しつつ、1 質点系の線形システムと非線形システムに対する再現性を数値解析によって検証した。制御対象を線形システムとする場合に、提案する手法は逆伝達関数や H^∞ 法と同等の性能を有していることが示された。制御対象としてバイリニア型の履歴を付与した非線形システムに対しては、 H^∞ 法による再現応答誤差は 0.01%、再現入力誤差は 6.79%となる。これに対して、MCS のコントローラは十分な追従性を見せ、再現応答誤差は 0.00%、再現入力誤差は 0.06%という高い精度の入力波同定と目標応答再現を実現した。この数値解析的検討を通して、提案する MCS による入力波同定手法は非線形システムに対しても高い追従性を有していることが示された。

MCS による入力波同定手法は、応答を拘束条件として、その応答を実現するための入力波を同定する手法である。そのため、多質点系構造物であっても、すべての応答が既知となっていれば、その応答を生じさせる入力波をその応答群から同定できることを数値解析的に示した。上記のことは、 n 質点系システムに対して、 n 個の応答があれば、入力波を同定できることを示している。

次に、 n 質点系構造物と $i-1$ 質点目の絶対加速度応答の関係性について検討した。 n 質点系構造物の i 質点から n 質点までを切り出したサブストラクチャに対しては、 $i-1$ 質点目の絶対加速度応答が入力波になることを明らかにした。この関係性より、 i 質点の応答だけが既知となっている場合には、 $i+1$ 質点から n 質点のサブストラクチャに対してその応答を入力すれば、 i 質点目以上の応答がすべて得られる。ついで、それらの応答群と i 質点から n 質点のサブストラクチャに対して MCS による入力波同定手法を用いれば、 $i-1$ 質点目の絶対加速度応答を得ることができる。このような作業を地表面にたどり着くまで繰り返すことで、既知となっている一応答から、その応答を実現する入力波を同定できることを示した。

上記の関係から、3 質点構造物の 2 質点目の応答だけを既知とした数値解析においても、

上述の手法で再現誤差が 0.5%程度の高精度な入力波同定ができることを示した。また、非線形 3 質点構造物の 1 質点に対して、各振幅(1.0~9.0m/s²)の 1Hz 正弦波を再現するための入力波を同定した。この数値解析によって、MCS コントローラを規定するパラメータ (α と β) は目標応答に依存するよりも、非線形性の度合い(例えば、変形量)に影響されることが示された。これは、微小振幅で高い追従性を示すパラメータは必ずしも大振幅においても高い追従性を保持するわけではないが、適宜パラメータを調節することで、追従性を高めることも可能である。

6.4 高振動数入力を実現する衝突振動台実験手法 (4 章)

本章では、振動台の再現可能振動数以上の振動数成分を含む応答を実現することを目的とし、衝突と自由振動を応用した衝突振動台実験手法を提案した。この実験手法は再現可能振動数以上の固有振動数を有する高振動数システムを振動台上に載せ、衝突システムによって十分な力積を与えることで、高振動数システムに自由振動を励起させるものである。この実験手法を数値解析的に検討するために、衝突モデルについて説明し、提案する実験手法によって 30Hz の擬似的な正弦波を実現できることを数値解析的に示した。その後、実際の実験システムを用いた衝突振動台実験では、継続的な衝突によって擬似的な 30Hz の正弦波が実現され、衝突振動台実験手法の有効性が示された。また、システム同定によって得たパラメータを参考にした数値解析モデルに実験時に振動台で計測された入力波を用いた衝突振動解析では、実験結果と同じ結果を得ることができ、衝突振動解析の信頼性も確認することができた。

衝突剛性による衝撃加速度への影響も定量的に示し、衝突剛性を低減させた衝突振動台解析によって衝撃加速度が低下することを示した。衝突剛性を調節することによって衝撃加速度を抑制できることを数値解析的に示した。また、実際に高振動数の試験体を想定した実験においては、接触面に対して接触剛性を調節するためのゴムを導入することによって衝撃加速度が大幅に低減できることを実験的に示した。

提案している衝突振動台実験手法は、1 質点系同士が衝突するため、強非線形性を呈する。これでは定常状態における応答量を伝達関数などで表現することができないため、入力波と応答との関係を陽に表現ができない。これに対して強非線形性を呈する 1 質点系同士の衝突における定常応答の近似解の導出方法を提案した。各種の振動数や入力波振幅に対して実施した衝突振動解析によるパラメトリックスタディによって、提案した近似解の導出方法によって、定常応答を概ね近似できることを示した。この近似解の導出方法によって、入力波と定常応答の関係を陽に表現できているため、衝突振動台実験においても、所定の応答を実現するための入力波、衝突システムの動特性、衝突距離などが簡易に決めることができる。

衝突振動台実験手法では、試験体が十分に軽量であれば、高振動数システム上が第二振動台として機能し、第二振動台の応答が試験体に対して入力されることになる。高振動数

システム上に載る試験体が相対的に重くなれば、高振動数システムと試験体を含めた全体系の固有振動数が想定する固有振動数からずれてしまうため、試験体に所定の応答を実現することができなくなる。このような問題に対して、高振動数システムを試験体として用い、試験体に直接衝撃を与えることによって試験体自身が大きな応答を実現する手法を提案した。

6.5 構造物の地震応答を低減するすべり機構の開発のまとめ (5章)

本章では、地震時に構造物自身を滑らせることによって地震時損傷を低減する構造物を実現することを目的としている。これに関して、鋼柱脚とモルタル基礎間の大速度領域における動摩擦特性の検証を振動台実験によって検証した。上部構造物を剛体とする振動台実験と固有周期約 0.5 秒の弾性試験体を用いた振動台実験を実施した。剛体試験体の場合には、最大静止摩擦係数 (0.75) から速度の増大にともなって摩擦係数は次第に低下し、すべり速度 1.0 m/s 程度から定常動摩擦係数 0.35 に落ち着くという傾向が示された。これを、弾性速度依存モデルとして定式化し、実験における動摩擦特性を精度よく再現できることを確認した。一方、弾性試験体 (固有周期：約 0.5 秒) の場合には、剛体試験体のときには見られなかった「すべり止る動摩擦係数はすべり出す動摩擦係数まで回復しない」という動摩擦特性が現れた。これをスティックスリップ現象と関連付けて考察し、この動摩擦特性を履歴速度依存モデルによって定式化し、実験結果を精度よく再現できることを確認した。

実験で得られた動摩擦特性を参照して、一次固有周期 0.5 秒のすべる柱脚を有する構造物に関して地震応答解析を実施した。降伏ベースシア係数と最大静止摩擦係数が等しくなる (強度比 $R=1.0$) 場合には、地動速度が 1.2m/s になるような地震動に対して、履歴速度依存モデルでは、最大経験すべり変位は 0.3 m 程度になる。その場合に、剛体試験体から導出した弾性速度依存モデルでは 0.5m に過大評価し、速度依存性を表現できない動摩擦力一定モデルでは 0.1m に過小評価してしまう。上部構造物の損傷率に関しては、最大静止摩擦係数と降伏ベースシア係数の比 (強度比) によってほぼ決まり、動摩擦特性の速度依存性は比較的小さい。また、地動速度が 1.2m/s になるような地震動に対しても、強度比 R を 1.0 にすれば、上部構造物の損傷率は柱脚が固定された場合の半分以下にまで低減される。

強度比 R が 1 付近においてすべりによる損傷低減効果が表れるため、鋼とモルタルの最大静止摩擦係数 0.8 を前提とすると、上部構造物にも降伏ベースシア係数 0.8 に相当する降伏耐力が要求され、通常の構造物には高すぎる値となる。上記のパラメトリックスタディについて、地震時にすべることで損傷低減効果を発揮する構造物を実現するため、すべり面の摩擦係数と構造物の耐力との関係を解析的検討によって明らかにすることを試みた。この検討において、上部構造物を弾性域にとどめるための摩擦係数とベースシア係数と入力加速度の厳密式(式(5.23))を構築した。さらに、上部構造物に及ぼす入力加速度の影響について検討を深め、入力加速度の項を除去した簡略式(式(5.25))を提案した。上部構造物を弾性域にとどめるための条件である厳密式と簡略式の有効性について数値解析的に検討した。

この数値解析では、エルセントロ NS 成分と JMA 神戸 EW 成分を入力地震動の最大振幅が 5.0m/s^2 , 8.0m/s^2 になるように調節して、質量比（基礎柱脚の質量/上部構造物の質量）を 1/3 とする構造物に対して、摩擦係数とベースシア係数を変数としたパラメトリックスタディを実施した。この数値解析検討を通して、厳密式を満たすことによって、上部構造物は塑性化しないことが示された。しかし、厳密式は上部構造物にとって安全すぎるほどの摩擦係数を示す傾向があり、数値解析の塑性状況に対しては簡略式のほうが良い対応を示していることが明らかとなった。簡略式に従えば、質量比が 1/3、ベースシア係数が 0.5 程度の直置き型鋼構造建物に対しては、すべり面の摩擦係数が 0.2 以下であれば、上部構造物は塑性化するほどの損傷を受けないことを示した。

黒鉛による鋼とモルタルの最大静止摩擦係数の低減とその動摩擦特性の検証を目的とし、2 種類のすべり面に対して 2 種類の試験体の振動台実験を実施した。鋼とモルタルをすべり面に対する実験では、弾性試験体（固有振動数：3Hz）の場合には、スティックスリップ現象によってすべり挙動は不安定になり、その動摩擦特性は剛試験体によって得られた動摩擦特性から大きく異なることを示した。一方、鋼とモルタルと黒鉛をすべり面とする場合には、剛試験体の動摩擦特性は、最大静止摩擦係数は 0.2 まで低減され、 0.2m/s 程度から安定した動摩擦係数(0.12)を維持するようになる。弾性試験体に対しては、黒鉛による摩擦係数低減によってスティックスリップ現象が生じず、剛試験体とほぼ等しい動摩擦特性が得られた。実験で得られた鋼とモルタルと黒鉛の動摩擦特性を、2 種類の数式モデル（弾性速度依存モデルと動摩擦力一定モデル）によって表現した。この 2 種類のモデルに基づいた数値解析では、動摩擦力一定モデルに対して最大静止摩擦係数ではなく、定常動摩擦係数を用いることで、弾性速度依存モデルとほぼ等しくすべり変位を評価できること示した。これらの数式モデルによる数値解析では、実験結果とほぼ等しい結果を得ることができた。

謝辞

本論文は、修士課程と博士後期課程で従事した振動台実験の加振性能を向上させる実験手法の開発と構造物応答を低減する手法の開発に関する研究をまとめました。本研究を遂行するにあたって、多くの方々からご指導、ご支援をいただきました。ここに記して感謝の意を表す次第です。

修士課程と博士後期課程の 5 年間にわたって中島正愛教授（京都大学防災研究所教授）から研究内容の展開と論文執筆に関して、ご指導を賜りました。ここに深く感謝の意を述べさせていただきます。

川瀬博教授（京都大学防災研究所）には、本論文の執筆に関する大変貴重なご意見と実験施設・設備に関してご支援いただきました。謹んで厚くお礼申し上げます。

竹脇出教授（京都大学工学研究科）には、本論文の執筆、特に、3 章の「Minimal Control Synthesis による非線形構造物の制御」に関して、大変貴重なご意見をいただきました。謹んで厚くお礼申し上げます。

梶原浩一センター長（(独)防災科学技術研究所兵庫耐震工学研究センター）からは、制御手法や数値解析手法についてご指導いただきました。長江拓也主任研究員（(独) 防災科学技術研究所兵庫耐震工学研究センター）からは、本研究に関する実験を遂行するに当たり、貴重なご意見を数多くいただきました。紀暁東講師（精華大学）には数値解析の補助をしていただくとともに、数々の貴重なご意見をいただきました。ご指導いただいた方々に、ここに深く感謝の意を表します。

実験を遂行するにあたり、京都大学防災研究所の山崎友也技術職員、中島研究室の古川幸氏、石運東氏、稲美充顕氏には大変お世話になりました。中島研究室の故・日高桃子准教授、倉田真宏助教、諸先輩、同僚であった大学院生、学部生諸氏には、常日頃からさまざまな面でお世話になりました。ここに記して深く感謝します。